



TUGAS AKHIR - TM 141585

SIMULASI PENGARUH RASIO TEKANAN HPH TERHADAP PERFORMA PLTU PAITON 9 MENGUNAKAN SOFTWARE CYCLE TEMPO

Hendy Fernanda
NRP 2113 100 014

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



TUGAS AKHIR – TM141585

**SIMULASI PENGARUH RASIO TEKANAN HPH
TERHADAP PERFORMA PLTU PAITON 9
MENGUNAKAN SOFTWARE CYCLE-TEMPO**

HENDY FERNANDA
NRP. 2113100014

Dosen Pembimbing:
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**SIMULATION OF HPH PRESSURE RATIO EFFECTS
TO PLTU PAITON 9 PERFORMANCE USING
CYCLE-TEMPO SOFTWARE**

HENDY FERNANDA
NRP. 2113100014

Advisory Lecturer
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**SIMULASI PENGARUH RASIO TEKANAN HPH
TERHADAP PERFORMA PLTU PAITON 9
MENGUNAKAN SOFTWARE CYCLE-TEMPO**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

HENDY FERNANDA

NRP. 2113 100 014

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 196505051990031005
2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng. Sc. (Penguji I)
NIP. 196604021989031002
3. Dr. Bambang Arip Dwiyanoro, ST. (Penguji II)
M.Sc, PhD.
NIP. 197804012002121001



SURABAYA

JULI, 2017

SIMULATION OF HPH PRESSURE RATIO EFFECTS TO PLTU PAITON 9 PERFORMANCE USING CYCLE-TEMPO SOFTWARE

Name	: Hendy Fernanda
NRP	: 2113 100 014
Department	: Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor	: Prof Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

Abstract

Steam turbine power plant typically has three levels of turbines, consists of high pressure, intermediate pressure, and low pressure turbine respectively. On each level of turbine, it has steam inlet, extractions, and outlet. The outlet typically connected to feedwater heaters or condenser. Power plant engineering strives to improve system's efficiency. There are numerous methods to optimize plant's efficiency. One of those is by utilizing ratio of inlet initial compared to reheat turbine around 0.2. In this research, writer wants to know what happens with altering high pressure heater pressure ratio value. He also wants to find out what is the optimum pressure ratio.

Research conducted on system currently utilized at PLTU Paiton Unit 9 on Paiton, East Java. To keep this research not going off track and causes uncertainty of what it wants to achieve, it needs research boundaries. It consists of: 1.) Plant system simulated with Cycle Tempo. 2.) System analysis based on design data of PLTU Paiton 9. 3.) System assumed in steady state. 4.) Change of potential and kinetic energy are ignored. 5.) Radiation energy ignored. 6.) Pressure varied only on HPH 1 and 2, because HPH 3 steam supplied from Intermediate Pressure Turbine. 7.) HPT's steam supply is set to 571.28 kg/s. This research method explained as follows. First, literature study is conducted to understand what theories that has to be used in this research. Then,

based on PLTU Paiton Unit 9 plant scheme and data design, system scheme is made on Cycle Tempo. The initial simulation data (based on design data) put into the scheme that has been made. Its result is saved. Next, run some variations based on sought possibilities and save each result.

It is known that by design, the HPH1 and HPH2 pressure ratio is at 0.37 and 0.24, with net work at 655MW and NPHR of 2197kCal/kWh. From the simulation it can be concluded that the optimum pressure ratio for HPH1 is at 0.48. This change gives increase 4MW in net work compared to design data that brings the system net work as much as 659MW with NPHR value at 2186kCal/kWh. Whereas the optimum pressure for HPH2 is at 0.24. This change gives increase 1MW in net work compare to design data that brings the system net work to 656MW with NPHR value at 2195kCal/kWh. Combining the optimum pressure ratio for both HPH1 and HPH2 gives increase of 7MW in net work compared to design, that brings the net work to 662MW with the NPHR value at 2177kCal/kWh.

Keyword: Cycle-Tempo. simulation, based on design, optimum pressure ratio, HPH

SIMULASI PENGARUH RASIO TEKANAN HPH TERHADAP PERFORMA PLTU PAITON 9 MENGUNAKAN *SOFTWARE* CYCLE-TEMPO

Nama Mahasiswa : Hendy Fernanda
NRP : 2113 100 014
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
**Dosen Pembimbing : Prof Dr.Eng. Ir. Prabowo,
M.Eng.**

Abstrak

Pada sistem pembangkit tenaga dengan steam turbine, umumnya terdapat 3 tingkatan turbin, yaitu high pressure turbine, intermediate pressure turbine, dan low pressure turbine. Pada setiap tingkatan turbin, terdapat inlet, outlet, dan ekstraksi uap. Keluaran outlet turbin dan ekstraksi uap turbin akan diarahkan menuju feedwater heater atau condenser. Perancangan sistem pembangkit tenaga selalu mengusahakan agar efisiensi dapat ditingkatkan. Terdapat beberapa metode agar efisiensi pembangkit dapat dioptimalkan. Salah satunya adalah dengan menggunakan rasio tekanan initial inlet dibanding tekanan reheat turbin sebesar kurang lebih 0.2. Pada penelitian ini, penulis ingin mencari tahu apa pengaruh perubahan rasio tekanan high pressure heater. Selain itu, penulis juga ingin mencari berapakah nilai rasio tekanan yang optimal.

Penelitian dilakukan pada sistem yang terdapat pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap Paiton Unit 9 yang berlokasi di Paiton, Jawa Timur. Agar penelitian ini tidak terlalu melebar dan menyebabkan ketidakjelasan tujuan yang ingin dicapai dengan pelaksanaan penelitian ini, maka diperlukan adanya batasan masalah. Batasan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut: 1.) Simulasi sistem pembangkit menggunakan software Cycle Tempo. 2.) Analisis sistem menggunakan data desain PLTU Paiton Unit 9. 3.) Sistem diasumsikan dalam keadaan steady state.

4.) Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan. 5.) Energi radiasi diabaikan. 6.) Tekanan yang divariasikan hanya HPH 1 dan 2, karena HPH 3 mendapat suplai dari Intermediate Pressure Turbine. 7.) Suplai inlet HPT diatur tetap pada 571.28kg/s. Metode penelitian yang digunakan dijabarkan sebagai berikut. Pertama, dilakukan studi literatur untuk memahami teori-teori apa saja yang perlu dipergunakan dalam penelitian. Lalu, berdasarkan skema plant PLTU Paiton Unit 9, dibuatlah skema sistem pada program Cycle Tempo. Kemudian, data simulasi awal (berdasarkan data desain) diinput kedalam skema yang telah dibuat. Data hasil run disimpan. Dilakukan running dengan melakukan beberapa variasi tekanan ekstraksi sesuai dengan kemungkinan-kemungkinan yang telah dicari. Data-data hasil variasi disimpan.

Diketahui bahwa pada kondisi desain, dengan nilai rasio tekanan HPH1 dan HPH2 0.37 dan 0.24, daya netto yang dihasilkan oleh sistem adalah sebesar 655MW dengan NPHR sebesar 2917kCal/kWh. Dari hasil simulasi disimpulkan bahwa rasio tekanan HPH1 yang optimum adalah sebesar 0.48, dimana daya netto sistem meningkat sebanyak 4MW dibanding kondisi desain. Hal ini menjadikan daya netto sistem sebesar 659MW dengan nilai NPHR sebesar 2186kCal/kWh. Sedangkan untuk tekanan HPH, nilai rasio yang optimum adalah sebesar 0.24, dimana peningkatan daya netto sistem sebanyak 1 MW dibanding kondisi desain, dan menjadikan daya netto sistem sebesar 656MW dan nilai NPHR sebesar 2195kCal/kWh. Kombinasi nilai rasio tekanan HPH1 dan HPH2 yang optimum memberi peningkatan daya netto sistem sebanyak 7MW dibanding kondisi desain menjadikan daya netto sistem sebesar 662MW dan nilai NPHR sebesar 2177kCal/kWh.

Kata Kunci: *Cycle-Tempo, simulasi, data desain, rasio tekanan optimum, HPH*

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kepada Tuhan atas kasih dan anugerahNya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **“SIMULASI PENGARUH RASIO TEKANAN HPH TERHADAP PERFORMA PLTU PAITON 9 MENGGUNAKAN SOFTWARE CYCLE-TEMPO”**.

Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu persyaratan untuk memperoleh gelar sarjana pada Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri-ITS. Pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada :

1. Kedua orangtua penulis - Agung Hadi Sucipto dan Tri Hendarsih - yang telah memberikan semangat dan doa untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Adik kandung saya, Ivan Yustia Fernanda.
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D.selaku ketua jurusan Teknik Mesin FTI-ITS dan salah satu dosen favorit saya.
4. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. selaku dosen wali penulis.
5. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng, selaku dosen Pembimbing hingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
6. Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan dan Bapak Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., M.Eng., PhD. selaku dosen penguji.
7. Seluruh dosen pengajar Jurusan Teknik Mesin atas ilmu yang telah diberikan.
8. Seluruh karyawan Jurusan dan Laboratorium Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS atas pelayanannya.
9. Rekan-rekan Jurusan Teknik Mesin terutama rekan laboratorium Rekayasa Termal atas canda tawa dan bantuannya dalam penyelesaian tugas akhir ini.
10. Yabes David Losong sebagai seorang PKK yang menginspirasi, Jeffrey, Jofie Marsheel, Bill Febrian Winoto dan Zefanya Hiro Wibowo sebagai sesama AKK yang memberi banyak kesan semasa kuliah.

11. Para penyandang M-Award dan teman-teman lain yang bersedia mengajari saya saat saya kesulitan memahami mata kuliah.
12. Teman-teman angkatan 2013 Teknik Mesin FTI-ITS.
13. Dan pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Harapan penulis semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi para pembaca. Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu, diharapkan saran dan kritik untuk tahapan pengembangan selanjutnya.

Surabaya, 24 Juli 2017
Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRACT	i
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xii
BAB I	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II.....	5
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap	5
2.2 Rankine Cycle.....	6
2.3 Regenerative Rankine Cycle.....	8
2.4 Steam Turbine.....	13
2.5 Perhitungan Proses Pembakaran	14
2.6 Perhitungan Performa Pembangkit Listrik.....	15
2.7 Komponen Utama dalam Pembangkit Listrik.....	16
2.8 Pengenalan <i>Cycle-Tempo</i>	20
2.9 Penelitian Terdahulu	23
BAB III.....	31
3.1 Flowchart Penelitian	31

3.1.1	Metodologi Penelitian	32
3.2	Data Penelitian	33
3.3	Pemodelan Sistem pada <i>Cycle Tempo</i>	34
3.4	Variasi yang Dilakukan.....	42
3.5	Flowchart Perhitungan	44
BAB IV	47
4.1	Analisis Perhitungan Daya.....	47
4.2	Hasil Simulasi dan Pembahasan.....	59
4.2.1	Analisis Pengaruh Tekanan HPH1 terhadap Performa Sistem PLTU	59
4.2.2	Analisis Pengaruh Tekanan HPH2 terhadap Performa Sistem PLTU	69
4.2.3	Analisis Pengaruh Tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap Performa Sistem PLTU	79
BAB V	85
5.1	Kesimpulan.....	85
5.2	Saran	85
DAFTAR PUSTAKA	87
LAMPIRAN	89
BIODATA PENULIS	93

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Model Umum Pembangkit Listrik Tenaga Uap	5
Gambar 2.2 Siklus Rankine.....	7
Gambar 2.3 Rankine Cycle dengan <i>Open Feedwater Heater</i>	9
Gambar 2.4 Siklus Rankine dengan <i>Closed Feedwater Heater</i> ..	11
Gambar 2.5 Skema Sistem Pembangkit dengan <i>Multiple Feedwater Heater with Drains Cascaded Backward</i>	13
Gambar 2.6 <i>Cut-Away Boiler</i>	17
Gambar 2.7 <i>Three Stage Steam Turbin</i>	18
Gambar 2.8 <i>Condenser</i>	19
Gambar 2.9 Tampilan <i>Interface Cycle-Tempo</i>	20
Gambar 2.10 Contoh Model Termodinamika dalam <i>Cycle- Tempo</i>	21
Gambar 2.11 <i>Input Data</i> pada <i>Cycle Tempo</i>	22
Gambar 2.12 Model Turbin yang digunakan	23
Gambar 2.13 <i>Flowchart</i> Proses Perhitungan <i>Power Output</i>	25
Gambar 2.14 Grafik Hasil Perhitungan untuk MP dan LP	26
Gambar 2.15 Skema Sistem Pembangkit Daya	27
Gambar 2.16 Hubungan Tekanan Ekstraksi HP <i>Turbine</i> terhadap Efisiensi Hukum 1	28
Gambar 2.17 Hubungan Tekanan Ekstraksi IP <i>Turbine</i> terhadap Efisiensi Hukum 1	29
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian	31
Gambar 3.2 Skema Sistem PLTU Paiton Unit 9	33
Gambar 3.3 Model Sistem pada Cycle-Tempo	34
Gambar 3.4 Diagram T – s PLTU Paiton Unit 9	40

Gambar 3.5 Visualisasi variasi yang akan dilakukan	42
Gambar 3.6 <i>Flowchart</i> Perhitungan	44
Gambar 3.7 <i>Flowchart</i> Perhitungan	45
Gambar 4.1 Skema Sistem	47
Gambar 4.2 Model <i>Boiler</i>	56
Gambar 4.3 Suhu <i>boiler inlet temperature</i> terhadap Tekanan HPH1	60
Gambar 4.4 Suhu <i>turbine inlet temperature</i> terhadap Tekanan HPH1	61
Gambar 4.5 Pengaruh tekanan HPH1 terhadap Daya Sistem.....	62
Gambar 4.6 Pengaruh Rasio Tekanan HPH1 terhadap Daya Masing-Masing Turbin.....	64
Gambar 4.7 Pengaruh Rasio Tekanan HPH1 terhadap massa alir <i>inlet steam</i> HPH1.....	65
Gambar 4.8 Model Turbin dengan Ekstraksi.....	66
Gambar 4.9 Pengaruh rasio tekanan HPH1 terhadap <i>Net Plant Heat Rate</i>	67
Gambar 4.10 Suhu boiler inlet temperature 1 terhadap Tekanan HPH2.....	70
Gambar 4.11 Suhu turbine inlet temperature terhadap Tekanan HPH1	71
Gambar 4.12 Pengaruh tekanan HPH2 terhadap Daya Sistem....	72
Gambar 4.13 Pengaruh Rasio Tekanan HPH2 terhadap Daya Masing-Masing Turbin.....	74
Gambar 4.14 Pengaruh Rasio Tekanan HPH2 terhadap massa alir inlet steam HPH2.....	75
Gambar 4.15 Ekstraksi Uap untuk HPH2.....	76

Gambar 4.16 Pengaruh rasio tekanan HPH2 terhadap <i>Net Plant Heat Rate</i>	77
Gambar 4.17 Pengaruh Rasio tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap Daya Sistem.....	79
Gambar 4.18 Pengaruh Rasio Tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap Daya Turbin.....	81
Gambar 4.19 Ekstraksi Uap untuk HPH2.....	82
Gambar 4.20 Pengaruh rasio tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap <i>Net Plant Heat Rate</i>	83

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi Turbin.....	24
Tabel 3.1 Spesifikasi HP <i>Heater</i>	35
Tabel 3.2 Parameter Input	38
Tabel 3.3 Parameter Input (Lanjutan).....	39
Tabel 3.4 Lembar Data	41
Tabel 3.5 Variasi yang akan dilakukan	43
Tabel 4.1 Parameter Perhitungan.....	47
Tabel 4.2 Perhitungan $C_{pfluegas}$	54
Tabel 4.3 Parameter <i>Input Boiler</i>	56
Tabel 4.4 Perbandingan Hasil Perhitungan	58
Tabel 4.5 Variasi yang akan dilakukan	59
Tabel 4.6 Variasi yang akan dilakukan	69
Tabel 4.7 Variasi yang akan dilakukan	79

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada sistem pembangkit tenaga dengan *steam turbine*, umumnya terdapat 3 tingkatan turbin, yaitu *high pressure turbine*, *intermediate pressure turbine*, dan *low pressure turbine*. Pada setiap tingkatan turbin, terdapat *inlet*, *outlet*, dan ekstraksi uap. Keluaran *outlet* turbin dan ekstraksi uap turbin akan diarahkan menuju *feedwater heater* atau *condenser*. Fungsi *feedwater heater* dalam suatu sistem pembangkit listrik adalah meningkatkan suhu *feedwater* yang memasuki sistem *boiler*. Dengan peningkatan suhu *feedwater* yang memasuki *boiler*, dapat diharapkan terjadinya pengurangan beban *boiler* atau peningkatan temperatur uap yang dihasilkan oleh *boiler*.

Perancangan sistem pembangkit tenaga selalu mengusahakan agar efisiensi dapat ditingkatkan. Terdapat beberapa metode agar efisiensi pembangkit dapat dioptimalkan. Salah satunya adalah dengan menggunakan rasio tekanan *initial inlet* dibanding tekanan *reheat* turbin. Namun, peningkatan rasio ini tidak selalu berkorelasi dengan peningkatan efisiensi pembangkit. Dalam kasus ini, nilai rasio yang optimal adalah sebesar kurang lebih 0.2.

Objek dalam penelitian ini adalah sebuah pembangkit listrik tenaga uap yang terdapat pada PLTU Paiton Unit 9 yang berlokasi di Paiton, Jawa Timur. PLTU ini memiliki tiga buah *steam turbine* dengan 3 *high pressure heater*, 1 *deaerator*, dan 4 *low pressure heater*. Selain itu, PLTU ini menggunakan sebuah *boiler* untuk memanaskan fluida kerja dan *reheater* untuk meningkatkan efisiensi dari sistem pembangkit tersebut. Variasi yang akan dilakukan adalah pada tekanan *inlet steam high pressure heater* 1 dan 2. Proses mencari nilai variasi yang optimal akan dilakukan dengan menggunakan *software* Cycle-Tempo. Pada penelitian ini, penulis ingin mencari tahu apa pengaruh perubahan tekanan *high pressure heater*. Selain itu, penulis juga ingin mencari berapakah nilai tekanan yang optimal.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dibahas dalam Proposal Tugas Akhir ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh perubahan tekanan *high pressure heater* terhadap performa sistem?
2. Berapa nilai rasio tekanan yang optimal?

1.3 Batasan Masalah

Terdapat beberapa batasan dalam memvariasikan tekanan ekstraksi HP Turbine, yaitu:

1. Batas bawah untuk variasi tekanan *inlet steam* HPH2 dibatasi oleh tekanan *inlet steam* HPH3 sebesar 19.5bar
2. Batas bawah untuk variasi tekanan *inlet steam* HPH1 dibatasi oleh tekanan *inlet steam* HPH2, dimana dalam kondisi desain nilainya sebesar 39.5 bar.

Batasan masalah dalam Proposal Tugas Akhir ini adalah:

1. Simulasi sistem pembangkit menggunakan *software Cycle Tempo*
2. Analisis sistem menggunakan data desain PLTU Paiton Unit 9
3. Sistem diasumsikan dalam keadaan *steady state*
4. Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan
5. Energi radiasi diabaikan
6. Tekanan yang divariasikan hanya HPH 1 dan 2, karena HPH 3 mendapat suplai dari *Intermediate Pressure Turbine*
7. Suplai *inlet* HPT diatur tetap pada 571.28kg/s.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh perubahan tekanan *high pressure heater* terhadap performa sistem.
2. Mengetahui nilai rasio tekanan *high pressure heater* yang optimal.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah:

1. Mengaplikasikan ilmu termodinamika dan perpindahan panas pada kondisi riil
2. Mengetahui nilai rasio tekanan *high pressure heater* yang optimal.

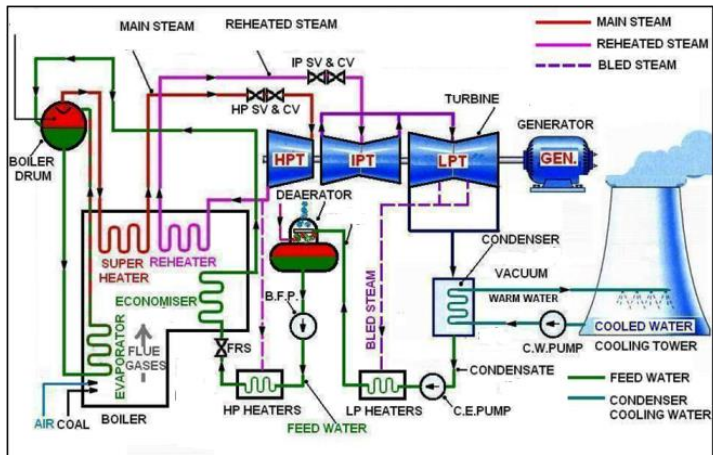
Halaman ini Sengaja Dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Pembangkit listrik tenaga uap menghasilkan listrik dengan beberapa langkah. Pertama, kalor untuk memanasi *feedwater* diperoleh melalui pembakaran batu bara di dalam *boiler*, dimana *feedwater* yang memasuki *boiler* dipanaskan oleh *economizer* yang memperoleh panas dari hasil pembakaran batu bara. Lalu *feedwater* memasuki *steam drum*, dimana di dalam *steam drum* fluida yang masih berbentuk cair akan mengalir menuju *downcomer* untuk dipanasi kembali hingga menjadi uap. Sedangkan untuk fluida yang sudah menjadi uap, akan dialirkan keluar dari *steam drum* menuju *superheater*, dimana uap tersebut akan dipanaskan hingga mencapai suhu yang diinginkan.



Gambar 2.1 Model Umum Pembangkit Listrik Tenaga Uap

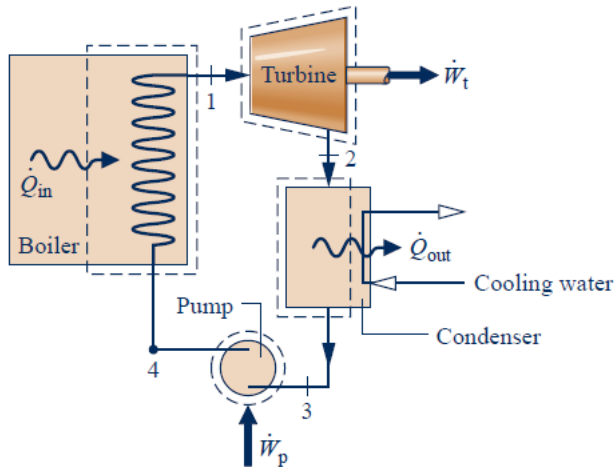
Uap yang telah dipanasi tersebut akan memasuki turbin uap, dimana pada sistem pembangkit daya biasanya memiliki tiga tingkatan turbin. Tiga tingkatan tersebut yaitu turbin tekanan

tinggi, turbin tekanan menengah, dan turbin tekanan rendah. Uap tersebut mengalir melalui tiga tingkatan turbin tersebut, dimana di dalam turbin terdapat bilah-bilah yang terhubung ke generator. Uap akan berekspansi saat energinya diubah menjadi kerja, sehingga hal ini menyebabkan turbin lebih lebar pada ujung keluaran uap turbin. Di ujung keluaran turbin, uap akan mengalir memasuki *condenser*, dimana uap tersebut akan dikondensasikan dan dialirkan kembali memasuki *boiler*.

Namun, energi yang dibutuhkan untuk memanasi fluida kerja hingga menjadi uap sangat besar. Oleh karena itu, pemanasan awal fluida kerja sangat dibutuhkan untuk mengurangi beban *boiler*. Cara yang umumnya dipakai adalah dengan mengekstraksi sedikit uap dari turbin uap. Uap yang diekstraksi harus lebih panas seiring dengan peningkatan temperatur *feedwater*. Lalu, *feedwater* akan memasuki *economizer* untuk melakukan proses pembangkitan daya dari awal lagi.

2.2 Rankine Cycle

Salah satu siklus termodinamika sederhana yang menjadi dasar dari sistem pembangkit tenaga adalah siklus Rankine. Pada siklus ini, terdapat empat komponen utama dalam siklus. Komponen tersebut adalah *boiler*, *turbine*, *condenser*, dan *pump*. Selain itu, fluida kerja mengalami beberapa kali perubahan fase.



Gambar 2.2 Siklus Rankine

Fungsi masing-masing komponen adalah sebagai berikut. *Boiler* berfungsi untuk memanaskan fluida kerja hingga mencapai kondisi yang diinginkan. Kondisi tersebut dapat berupa fase *superheated* dengan tekanan tertentu. Turbin berfungsi untuk melakukan konversi dari energi uap menjadi energi mekanik. *Condenser* berfungsi untuk mengkondensasi uap keluaran turbin hingga menjadi cair jenuh. Pompa berfungsi untuk meningkatkan tekanan fluida kerja hingga mencapai tekanan yang diinginkan. Proses termodinamika yang terjadi pada sistem dijelaskan sebagai berikut. Pada tingkat keadaan 1, fluida kerja yang berupa uap (dapat berupa uap jenuh atau *superheated*) memasuki turbin melalui *inlet turbine*. Di dalam turbin, fluida kerja terekspansi (dimana hal tersebut menghasilkan kerja turbin). Dengan mengabaikan perpindahan panas dengan lingkungan sekeliling, balans energi dan massa yang terjadi pada turbin dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \dots (2.1)$$

Persamaan tersebut dapat ditulis menjadi:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \dots \dots \dots (2.2)$$

Lalu fluida kerja keluar dari turbin pada tingkat keadaan 2 dan memasuki *condenser*. Di dalam *condenser*, fluida kerja terkondensasi hingga menjadi cair jenuh (agar pompa tidak rusak). Kondensasi terjadi karena adanya perpindahan panas dari fluida kerja ke *cooling water*. Persamaan kesetimbangan massa dan energinya adalah sebagai berikut:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \dots \dots \dots (2.3)$$

Fluida kerja keluar dari *condenser* pada tingkat keadaan 3 dan memasuki pompa, dimana tekanan fluida kerja dinaikkan hingga mencapai tekanan operasional *boiler*. Persamaan kesetimbangan massa dan energinya adalah:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \dots \dots \dots (2.4)$$

Lalu fluida kerja keluar dari pompa pada tingkat keadaan 4 dan memasuki *boiler*, dimana fluida kerja dipanaskan hingga mencapai kondisi uap (dapat berupa uap jenuh atau *superheated*). Persamaan kesetimbangan massa dan energinya adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \dots \dots \dots (2.5)$$

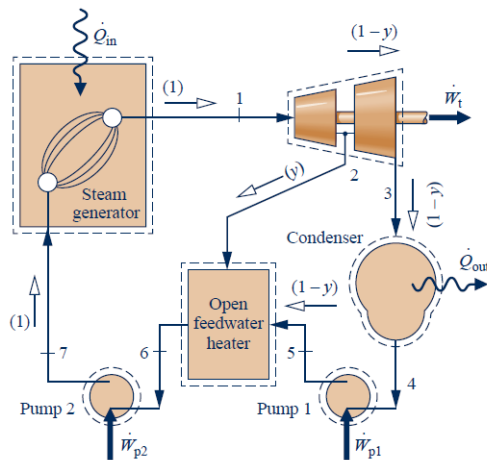
2.3 Regenerative Rankine Cycle

Siklus Rankine dalam kondisi standar memiliki efisiensi yang relatif rendah. Biasanya, efisiensi sistem ditingkatkan dengan metode *regenerative feedwater heating*. Terdapat tiga cara pengaplikasian *regenerative feedwater heating*, yaitu dengan menggunakan *open feedwater heater*, *closed feedwater heater*, dan *multiple feedwater heater*.

Open Feedwater Heater

Siklus Rankine yang menggunakan *open feedwater heater* menggunakan alat yang disebut juga sebagai *deaerator*. Fungsi alat ini adalah mengijinkan terjadinya pencampuran antara beberapa

aliran dari peralatan lain (antara lain: ekstraksi turbin) sehingga menjadi kondensat pada kondisi temperatur tertentu. Selain itu, alat ini berfungsi juga untuk menghilangkan oksigen dan gas-gas lain yang tidak dibutuhkan. Efisiensi siklus meningkat dibandingkan dengan siklus Rankine standar dikarenakan energi yang dibutuhkan untuk mengubah *feedwater* menjadi *steam* lebih kecil. Hal ini dapat terjadi karena *feedwater* yang berasal dari *condenser* dipanasi terlebih dahulu menggunakan uap ekstraksi turbin. Memang terjadi sedikit penurunan kinerja turbin karena uap yang seharusnya menjadi kerja turbin justru digunakan untuk memanaskan *feedwater*. Namun penurunan kinerja tersebut dikompensasi dengan pengurangan energi (yang lebih signifikan dibanding dengan penurunan kinerja turbin) yang dibutuhkan *boiler* untuk memproduksi uap.



Gambar 2.3 Rankine Cycle dengan *Open Feedwater Heater*

Pada gambar diatas, dapat dilihat bahwa perbedaan yang mencolok bila dibandingkan dengan siklus Rankine standar adalah dengan adanya *deaerator*, *outlet* turbin menjadi lebih dari satu. Setelah uap memasuki turbin melalui *inlet*, pada tingkat kondisi 2

uap berekspansi. Sebagian dari uap tersebut diekstraksi (*bleed*), dan ekstraksi uap tersebut dialirkan menuju *open feedwater heater*. Analisis kesetimbangan massa dan energi pada siklus ini adalah sebagai berikut:

Pada turbin, kesetimbangan massanya adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \dots \dots \dots (2.6)$$

Dengan mendefinisikan bahwa y adalah rasio antara *massflowrate* di titik 2 dengan titik 1 ($y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}$), maka persamaan diatas setelah dibagi \dot{m}_1 adalah:

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \dots \dots \dots (2.7)$$

Nilai y dapat ditemukan dengan mengaplikasikan konservasi massa dan energi pada *feedwater heater*. Kesetimbangan massa dan energi pada keadaan tunak adalah:

$$0 = y h_2 + (1 - y) h_5 - h_6 \dots \dots \dots (2.8)$$

Sehingga

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \dots \dots \dots (2.9)$$

Kerja total turbin pada siklus diatas dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3) \dots \dots \dots (2.10)$$

Kerja total pompa adalah penjumlahan dari kerja masing-masing pompa:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4) \dots \dots \dots (2.11)$$

Sedangkan total energi yang diperlukan *boiler* adalah:

$$\frac{\dot{Q}_b}{\dot{m}_1} = h_1 - h_7 \dots \dots \dots (2.12)$$

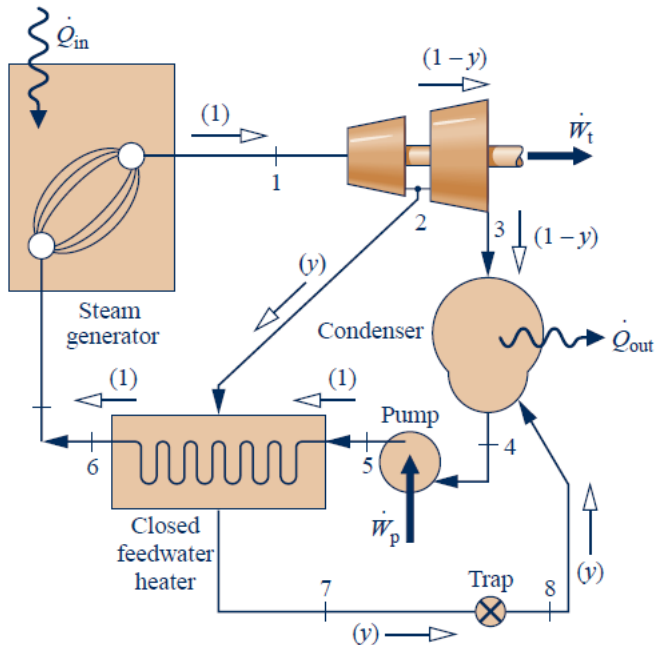
Kalor yang dilepaskan oleh kondenser adalah:

$$\frac{\dot{Q}_b}{\dot{m}_1} = (1 - y)(h_3 - h_4) \dots \dots \dots (2.13)$$

Closed Feedwater Heater

Pada dasarnya, *closed feedwater heater* adalah *shell-and-tube heat exchanger* dimana terjadi perpindahan panas tanpa

terjadinya pencampuran antara fluida pemanas dan fluida yang dipanaskan. Fluida pemanas adalah uap ekstraksi turbin, sedangkan fluida yang dipanaskan adalah *feedwater*. Tekanan dua fluida tersebut dapat berbeda karena mereka tidak bercampur.



Gambar 2.4 Siklus Rankine dengan *Closed Feedwater Heater*

Pada gambar diatas, perbedaan yang terlihat dibandingkan dengan siklus yang menggunakan *deaerator* adalah adanya *steam trap*. Alat tersebut berfungsi untuk membatasi aliran sehingga yang dapat melewatinya adalah fluida dalam fase *liquid*. Selain itu, alat tersebut berfungsi untuk mengekspansi aliran dari *outlet feedwater heater* sehingga tekanan aliran tersebut sesuai dengan *feedwater heater* lain (yang tekanannya lebih rendah), atau *condenser*. Selain adanya *trap*, perbedaan lain adalah pompa yang digunakan hanya 1. Hal ini berbeda dengan siklus yang menggunakan *deaerator*

karena pada siklus yang menggunakan *closed feedwater heater*, *feedwater* tidak bercampur dengan *steam* sehingga tekanan *feedwater* dapat ditingkatkan langsung hingga tekanan *boiler*.

Analisis kesetimbangan massa dan energinya adalah sebagai berikut:

$$0 = y(h_2 - h_7) + (h_5 - h_6) \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana y adalah:

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \dots\dots\dots(2.15)$$

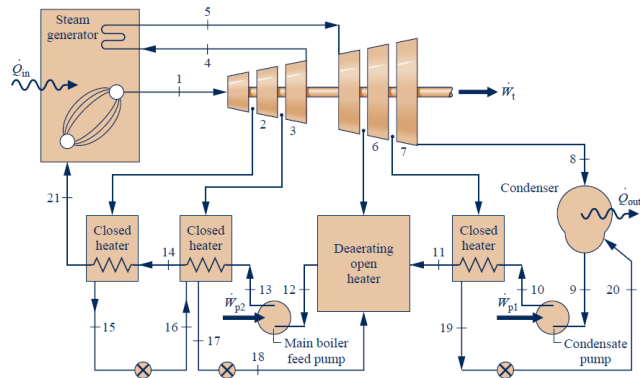
Analisis pada masing-masing peralatan identik dengan siklus yang menggunakan *deaerator*.

Multiple Feedwater Heater

Siklus Rankine dengan menggunakan beberapa *feedwater heater* umumnya digunakan dalam pembangkit listrik. Penggunaan beberapa *feedwater heater* dapat meningkatkan efisiensi sistem, namun ada batasnya. Batas yang dimaksud disini adalah peningkatan efisiensi sistem tidak linear dengan penambahan *feedwater heater* (Srinivas, 2007). Sistem pembangkit dengan *multiple feedwater heater* biasanya menggunakan minimum 1 *deaerator*. Hal ini perlu karena *feedwater* yang bertekanan dan bersuhu tinggi mengalir melalui komponen-komponen kritis berbahan logam, yang dapat terkorosi lokal bila kandungan gas (terutama oksigen dan karbondioksida) terlarut cukup tinggi.

Terdapat dua metode pengeluaran *drain* pada sistem dengan *multiple feedwater heater*, yaitu:

- *Drains cascaded backward*
- *Drains pumped forward*



Gambar 2.5 Skema Sistem Pembangkit dengan *Multiple Feedwater Heater with Drains Cascaded Backward*

Sistem dengan *drains cascaded backward* adalah sistem yang paling umum digunakan pada pembangkit listrik. Sistem ini tidak memerlukan pompa pada *drain*, karena rangkaian *feedwater heater* diatur sedemikian rupa sehingga perbedaan tekanan operasional masing-masing *feedwater heater* menyebabkan aliran *drain* dapat mengalir secara alami. *Boiler feed pump* cukup diletakkan pada *outlet condenser* dan *deaerator*.

2.4 Steam Turbine

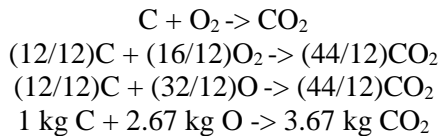
Steam turbine adalah alat yang digunakan untuk mengubah energi kinetik (dari *steam*) menjadi energi mekanik. Di dalam *steam turbine*, *steam* berentalpi tinggi (suhu dan tekanan tinggi) mengalami ekspansi pada *stationary blades* dimana energi kinetik meningkat, namun mengorbankan energi tekanan (kenaikan kecepatan karena terjadinya penurunan tekanan). Energi kinetik tersebut dikonversi menjadi energi mekanik (perputaran *shaft* yang terhubung dengan *moving blades*) dengan prinsip impuls atau reaksi.

Steam turbine memiliki pengatur keluaran ekstraksi dan *exhaust*. Pengatur tersebut didesain untuk menjaga tekanan keluaran ekstraksi atau *exhaust* tetap konstan, tanpa terpengaruh

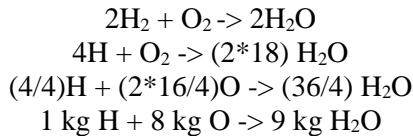
load turbin. Sinyal dari transduser tekanan dihubungkan dengan *steam extraction control valves* dan *speed governor* yang mengatur aliran *steam* ke turbin. Pada turbin dengan *automatic extractions*, *governor* mengkoordinasikan sinyal dari transduser tekanan dan kecepatan untuk mempertahankan kecepatan konstan.

2.5 Perhitungan Proses Pembakaran

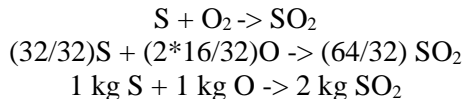
Proses konversi energi dari bahan bakar (batu bara) menjadi kalor menyertakan proses pembakaran bahan bakar. Komponen utama penyusun batu bara adalah karbon (C), hidrogen (H₂), sulfur (S), dan oksigen (O₂). Dalam proses pembakaran, ditambahkan oksigen sebagai oksidator. Persamaan kimia mengenai proses pembakaran masing-masing komponen utama adalah sebagai berikut:



Sehingga untuk membakar 1 kg karbon, dibutuhkan 2.67 kg oksigen



Sehingga untuk membakar 1 kg hidrogen, dibutuhkan 8 kg oksigen



Sehingga untuk membakar 1 kg sulfur, dibutuhkan 1 kg oksigen

Pada program Cycle-Tempo, terdapat pengaturan *standard coal* (LHV = 24610 kJ/kg) dengan komponen-komponen sebagai

berikut: 59.9% C, 5.34% H, 1.35% S, dan 16.95% O. Berdasarkan perhitungan proses pembakaran diatas, maka jumlah udara yang dibutuhkan untuk membakar 1 kg batu bara dapat ditentukan.

Oksigen yang diperlukan dalam pembakaran 1 kg batu bara adalah:

$$(2.67 \cdot 0.5993) + (8 \cdot 0.0534) + (1 \cdot 0.135) - 0.1695 = 1.8705 \text{ kg}$$

Pengaturan udara yang digunakan dalam simulasi adalah kandungan oksigennya sebesar 20.33%, sehingga udara yang diperlukan adalah sebesar:

$$\frac{1.8705}{0.2033} = 9.2 \text{ kg}$$

Dengan kata lain, untuk membakar 1 kg batu bara dengan sempurna, secara teoretis dibutuhkan 9.2 kg udara.

2.6 Perhitungan Performa Pembangkit Listrik

Terdapat beberapa persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung performa pembangkit listrik.

Net Cycle Efficiency

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{boiler}} \times 100\% \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana:

η = Efisiensi netto sistem

\dot{W}_{net} = daya netto sistem [kW] = $\Sigma \dot{W}_{Turbine} -$

$\Sigma \dot{W}_{Pump}$

$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_{fuel} \times (LHV_{fuel}) \text{ [kJ/s]}$

Net Plant Heat Rate (NPHR)

$$NPHR = \frac{\dot{Q}_{boiler}}{\dot{W}_{net}} \times \frac{3600 \text{ s}}{h} \times \frac{0.239 \text{ kCal}}{\text{kJ}} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana:

$NPHR = \text{Net Plant Heat Rate (kCal/kWh)}$

$\dot{W}_{net} = \text{daya netto sistem [kW]} = \Sigma \dot{W}_{Turbine} - \Sigma \dot{W}_{Pump}$

$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_{fuel} \times (LHV_{fuel}) \text{ [kJ/s]}$

2.7 Komponen Utama dalam Pembangkit Listrik

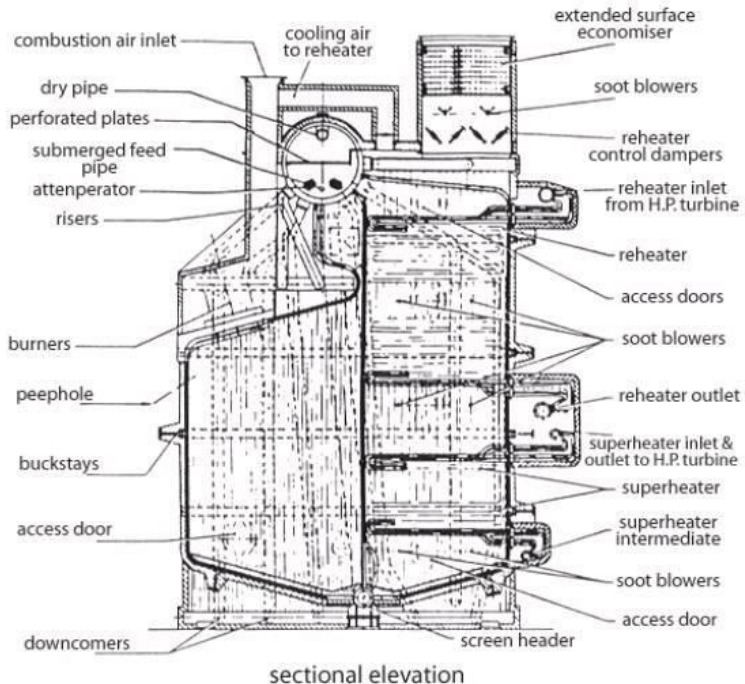
2.7.1 Boiler

Boiler adalah suatu komponen vital dalam sistem pembangkit listrik yang berfungsi untuk mengubah fasa fluida kerja hingga menjadi uap. Energi panas yang digunakan untuk memanasi fluida kerja berasal dari hasil pembakaran bahan bakar. Dapat dilihat pada gambar 2.5, sebuah *burner* digunakan untuk memanasi fluida kerja yang memasuki *boiler*.

Terdapat beberapa bagian utama dari *boiler*, antara lain:

- ***Economizer*** : komponen ini berfungsi untuk memanaskan fluida kerja yang berasal dari *high pressure heater*
- ***Waterwall Tube*** : merupakan jalur aliran fluida kerja dimana fluida kerja yang telah dipanaskan oleh *economizer* dipanaskan lebih lanjut
- ***Steam Drum*** : komponen yang digunakan untuk memisahkan antara fluida kerja yang masih cair dan telah menjadi uap, dimana fluida kerja yang masih cair akan memasuki *downcomer* dan mengalami pemanasan hingga berubah menjadi uap. Keberadaan *steam drum* dalam suatu *boiler* mengindikasikan bahwa sistem pembangkit daya merupakan jenis *superheated steam power plant*. Sedangkan ketiadaan komponen ini menunjukkan bahwa

sistem pembangkit daya merupakan jenis *supercritical steam power plant*.

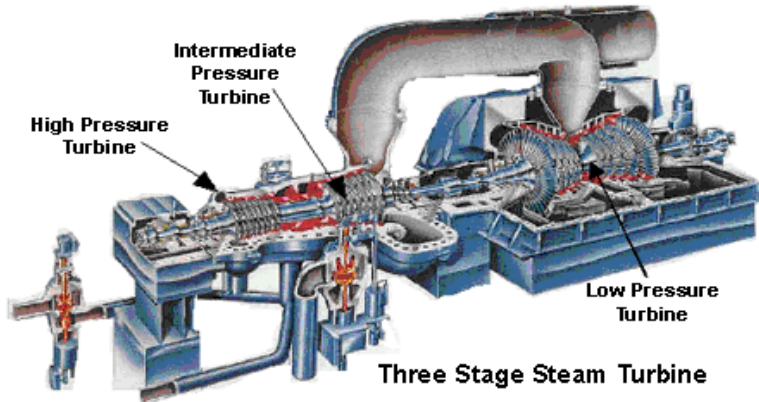


Gambar 2.6 Cut-Away Boiler

- **Downcomer** : rangkaian pipa yang digunakan untuk memanaskan fluida kerja yang berasal dari *steam drum* yang masih berfasa cair
- **Superheater** : komponen yang digunakan untuk memanaskan uap yang keluar dari *steam drum* hingga mencapai fasa *superheated*

- **Reheater** : komponen yang digunakan untuk memanaskan uap yang berasal dari *outlet* turbin

2.7.2 Steam Turbine



Gambar 2.7 *Three Stage Steam Turbine*

Steam turbine adalah komponen yang berfungsi untuk mengubah energi potensial pada fluida kerja yang berupa uap menjadi energi mekanik. Di dalam *steam turbine*, *steam* berentalpi tinggi (suhu dan tekanan tinggi) mengalami ekspansi pada *stationary blades* dimana energi kinetik meningkat, namun mengorbankan energi tekanan (kenaikan kecepatan karena terjadinya penurunan tekanan). Energi kinetik tersebut dikonversi menjadi energi mekanik (perputaran *shaft* yang terhubung dengan *moving blades*) dengan prinsip impuls atau reaksi. Dalam suatu pembangkit listrik, pada umumnya terdapat tiga tingkat turbin seperti yang terlihat pada gambar 2.6, yaitu:

- Turbin tekanan tinggi (*high pressure turbine*)

- Turbin tekanan menengah (*intermediate pressure turbine*)
- Turbin tekanan rendah (*low pressure turbine*)

2.7.3 Pump

Pompa adalah komponen yang digunakan dalam suatu sistem pembangkit untuk mensirkulasikan fluida kerja dan meningkatkan tekanan fluida kerja tersebut ke tekanan yang diinginkan. Terdapat beberapa jenis pompa yang digunakan dalam suatu sistem pembangkit, antara lain:

- *Condensate Pump* : berfungsi untuk mengalirkan fluida yang telah dikondensasikan oleh *condenser* untuk digunakan kembali oleh sistem.
- *Cooling Water Pump* : berfungsi untuk mensirkulasikan air laut yang digunakan sebagai fluida dingin *condenser*.

2.7.4 Condenser

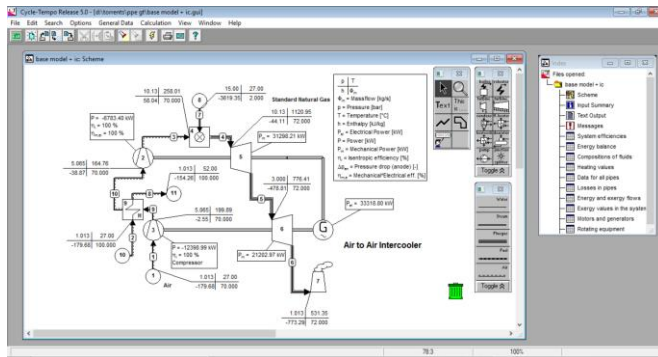


Gambar 2.8 *Condenser*

Condenser adalah komponen yang digunakan untuk mengubah keluaran fluida kerja turbin menjadi cair. Hal ini perlu dilakukan karena fluida kerja yang telah digunakan oleh turbin akan disirkulasikan kembali dalam sistem pembangkit daya. Tidak hanya berfungsi untuk mengkondensasi keluaran turbin, *condenser* juga berfungsi sebagai *heat exchanger* untuk mendinginkan fluida kerja tersebut. Pendinginan fluida kerja tersebut dibantu oleh air laut sebagai fluida dingin.

2.8 Pengenalan *Cycle-Tempo*

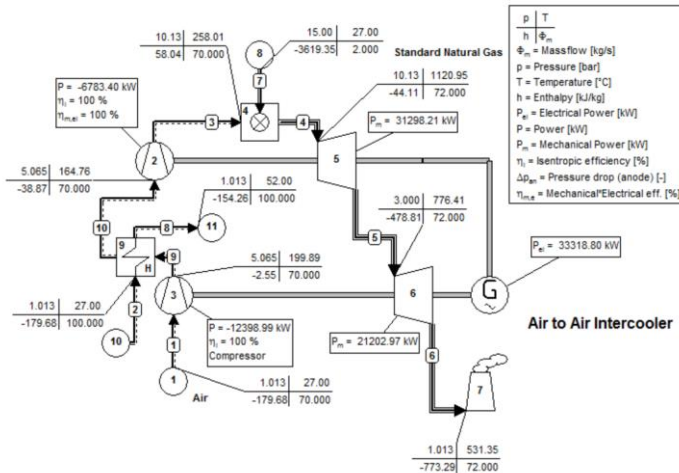
Cycle Tempo adalah sebuah program simulasi numerik yang dikembangkan oleh Delft University. Program ini dapat digunakan untuk melakukan pembuatan model numerik untuk sistem produksi listrik, panas, dan pendinginan.



Gambar 2.9 Tampilan *Interface Cycle-Tempo*

Dalam program ini, terdapat berbagai komponen-komponen yang dapat digunakan untuk menyusun suatu model termodinamika. Komponen-komponen yang ada antara lain : *combustor*, *boiler*, *stack*, *heat exchanger*, *steam drum*, dan *condenser*. Komponen-komponen tersebut dapat dihubungkan

dengan berbagai model penghubung, antara lain fluida, poros, dan *fluegas*.



Gambar 2.10 Contoh Model Termodinamika dalam
Cycle- Tempo

Gambar 2.10 adalah contoh pemodelan *Brayton Cycle* dalam program *Cycle Tempo*. Seperti yang terlihat dalam gambar, nilai-nilai *properties* pada tiap tingkat keadaan dapat dilihat secara langsung. Selain itu juga dapat dilihat nilai-nilai seperti daya turbin, daya pompa, dan daya *fan*.

Apparatus 5 Turbine

Apparatus statistics

No.:

Name:

Input data

TUCODE	<input type="text"/>	-	PINCND	<input type="text"/>	bar
GDCODE	<input type="text"/>	-	POUTDS	<input type="text"/>	bar
PIN	<input type="text"/>	bar	POUTRT	<input type="text"/>	bar
TIN	<input type="text"/>	°C	ETHAID	<input type="text"/>	-
TOUT	<input type="text"/>	°C			
DELT	<input type="text"/>	°C			
ETHAI	<input type="text" value="1"/>	-			
ETHAM	<input type="text"/>	-			
DIAIN	<input type="text"/>	m			
DIAOUT	<input type="text"/>	m			
SLENG	<input type="text"/>	m			
DESMAS	<input type="text"/>	kg/s			

Additional input data

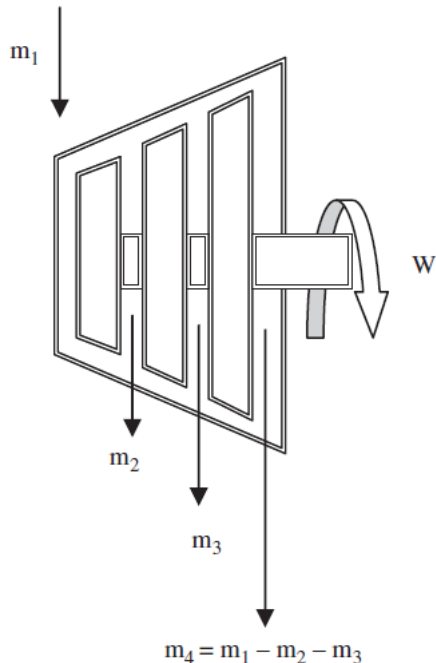
Gambar 2.11 *Input Data* pada *Cycle Tempo*

Gambar 2.11 menunjukkan tampilan tatap muka dalam Cycle-Tempo yang dapat digunakan untuk memberikan spesifikasi dari komponen-komponen yang digunakan dalam pemodelan sistem. Terdapat beberapa klasifikasi data yang dapat dimasukkan ke dalam pemodelan *Cycle-Tempo*, antara lain *Production Functions*, *Off-Design Data*, *General Properties*, dan *Extra Conditions*.

2.9 Penelitian Terdahulu

Modelling the Power Production of Single and Multiple Extraction Steam Turbines (Picon-Nunez dan Medina-Flores. 2002)

Penelitian yang dilakukan oleh Picon-Nunez dan Medina-Flores pada tahun 2002 adalah mencari tahu mengenai pemodelan turbin yang memiliki beberapa ekstraksi. Ekstraksi pada turbin dapat dikategorikan menjadi 3, yaitu HP (*High Pressure*), MP (*Medium Pressure*), dan LP (*Low Pressure*). Menurut Peterson dan Mann (1985), rentang tekanan-tekanan tersebut adalah sebagai berikut: $1.5\text{ bar} \leq \text{LP} \leq 7.9\text{ bar}$; $8\text{ bar} \leq \text{MP} \leq 54.9\text{ bar}$; dan $55\text{ bar} \leq \text{HP} \leq 100\text{ bar}$.



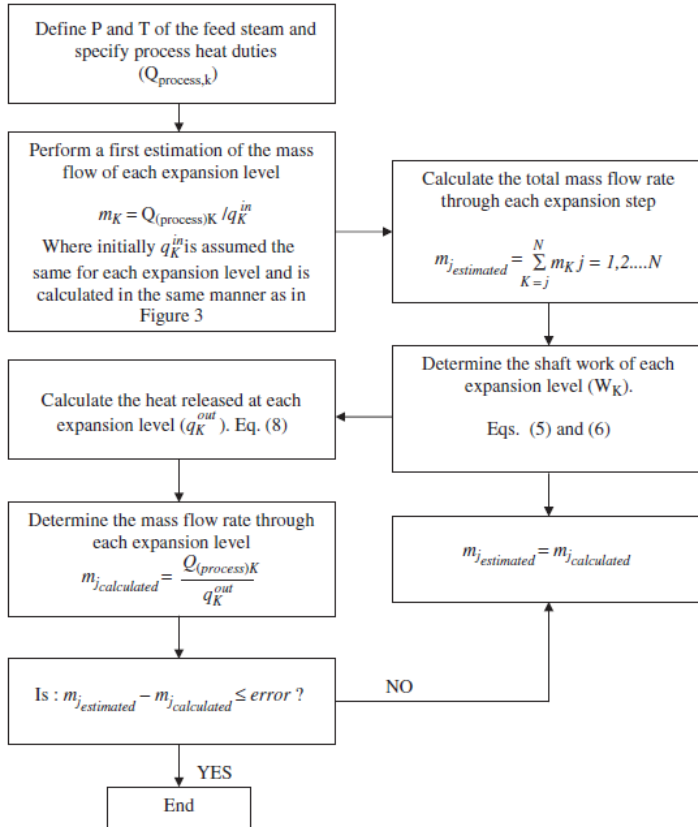
Gambar 2.12 Model Turbin yang digunakan

Data turbin yang dipakai adalah turbin milik Toshiba dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 2.1 Spesifikasi Turbin

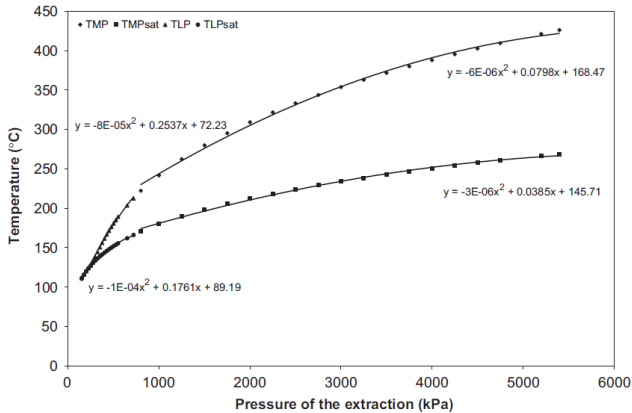
Specification	Value
Inlet Temperature (°C)	440
Inlet Pressure (MPa)	6
Pressure of First Extraction (MPa)	1.23
Pressure of Second Extraction (MPa)	0.69
Back Pressure (MPa)	0.27
Nominal Power Output (MW)	35

Lantas dilakukan proses perhitungan dengan *flowchart* sebagai berikut:



Gambar 2.13 *Flowchart* Proses Perhitungan *Power Output*

Setelah proses perhitungan dilakukan dan data yang diperoleh diubah menjadi grafik, diperoleh hasil sebagai berikut:

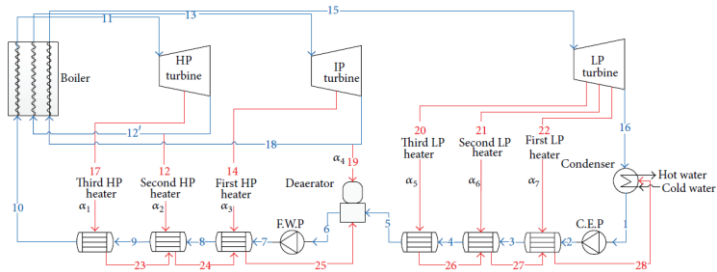


Gambar 2.14 Grafik Hasil Perhitungan untuk MP dan LP

Dari grafik yang ada dapat dilihat bahwa perbandingan antara tekanan ekstraksi dengan temperatur berbanding lurus. Hal ini sesuai dengan hukum gas ideal bahwa tekanan berbanding lurus dengan temperatur. Peningkatan tekanan ekstraksi (untuk garis MP) sebesar 250kPa menyebabkan terjadinya peningkatan temperatur ekstraksi sebesar 10–20 °C.

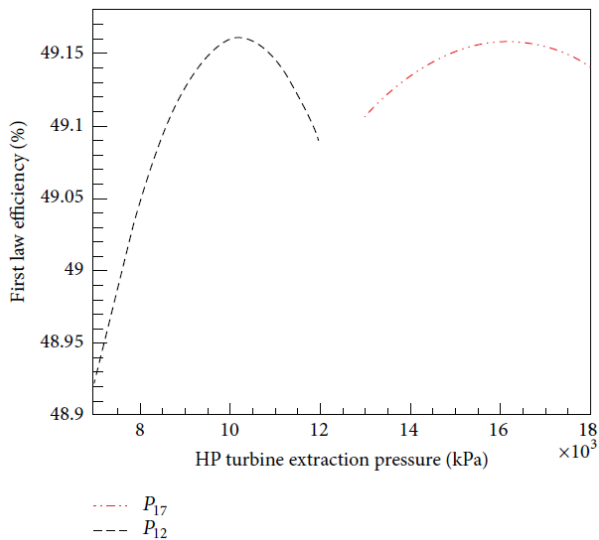
Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters (Aghagoli, A, Ali, M dan Rashidi, M. 2013)

Penelitian yang dilakukan oleh M Rashidi dkk pada tahun 2013 meneliti mengenai analisis termodinamika pada pembangkit listrik tenaga uap dengan *double reheat* dan beberapa *feedwater heater*.



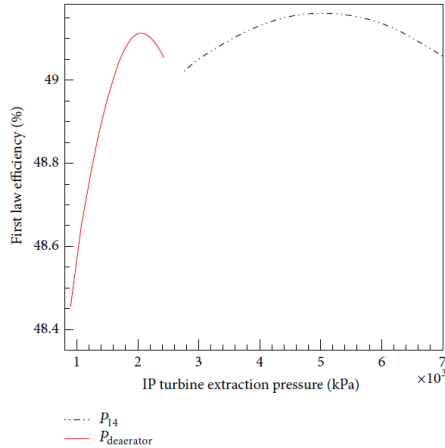
Gambar 2.15 Skema Sistem Pembangkit Daya

Hasil penelitiannya menunjukkan bahwa peningkatan tekanan ekstraksi turbin berbanding lurus dengan peningkatan efisiensi siklus, namun pada titik tertentu justru akan menyebabkan penurunan efisiensi siklus.



Gambar 2.16 Hubungan Tekanan Ekstraksi HP *Turbine* terhadap Efisiensi Hukum 1

Hal ini dikarenakan peningkatan tekanan ekstraksi turbin berarti uap yang seharusnya tereksansi dan menjadi energi kinetik turbin justru diambil, sehingga menyebabkan terjadinya penurunan kerja turbin. Selain itu, pada umumnya uap ekstraksi turbin digunakan untuk memanaskan *feedwater* sehingga dapat menurunkan kalor yang dibutuhkan *boiler* untuk memanaskan *feedwater* hingga menjadi uap. Bila pengurangan kalor yang dibutuhkan boiler tidak lebih besar dari pengurangan kerja turbin akibat ekstraksi uap, efisiensi siklus justru akan menurun.



Gambar 2.17 Hubungan Tekanan Ekstraksi IP *Turbine* terhadap Efisiensi Hukum 1

Efisiensi hukum I yang dimaksud disini ialah perhitungan efisiensi dari sistem yang dianalisis dengan menggunakan *heat and mass balance* dengan menggunakan persamaan hukum I termodinamika. Persamaan hukum I termodinamika yang digunakan adalah sebagai berikut:

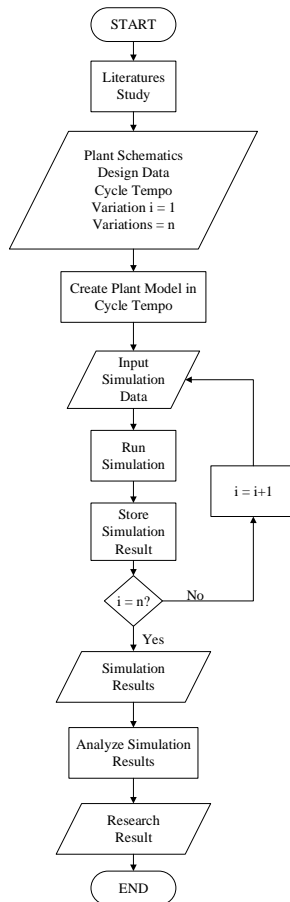
$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \dots \dots \dots (2.18)$$

Halaman ini Sengaja Dikosongkan

BAB III METODOLOGI

3.1 Flowchart Penelitian

Untuk memahami pengaruh perubahan tekanan ekstraksi turbin pada sistem pembangkit listrik, akan dilakukan tahapan penelitian sebagai berikut:



Gambar 3.1 *Flowchart* Penelitian

3.1.1 Metodologi Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. *Literature Study*

Dalam pelaksanaan penelitian ini, dilakukan studi literatur mengenai pembangkit listrik. Hal-hal yang dipelajari antara lain adalah dasar dari pembangkit listrik, analisis termodinamika sistem pembangkit listrik, dan penelitian-penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya.

2. *Plant Modeling in Cycle-Tempo*

Pemodelan pembangkit di *Cycle-Tempo* dibuat dengan dasar dari *plant schematic* yang sudah ada. Lalu dilakukan percobaan untuk memastikan bahwa model yang telah dibuat sesuai dengan data desain yang ada.

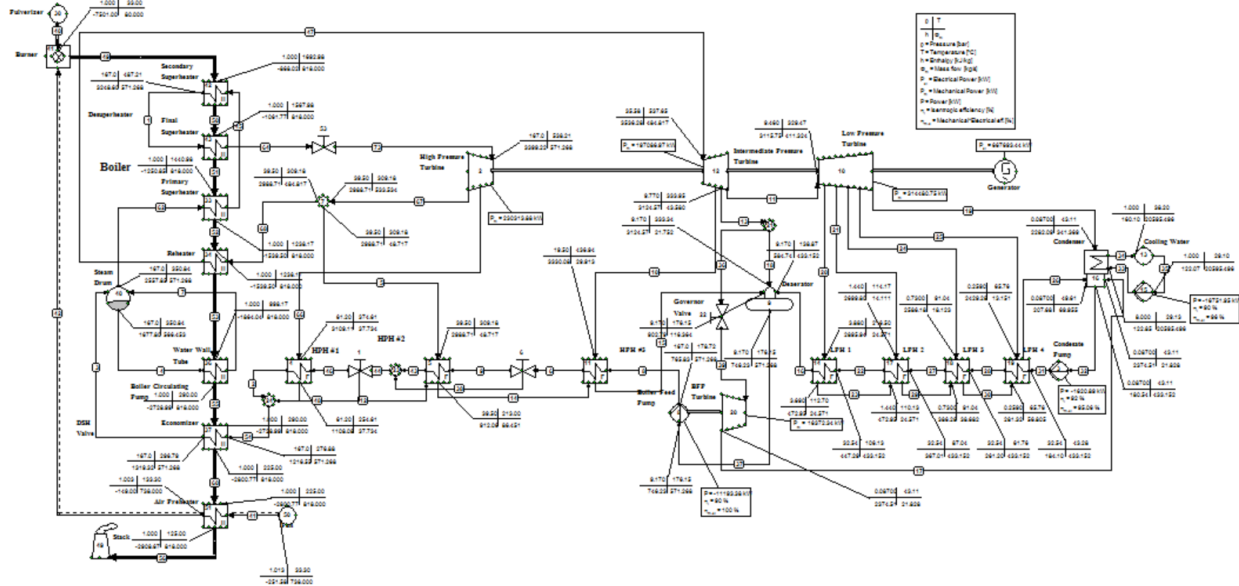
3. *Analyze Simulation Result*

Setelah pemodelan telah sesuai dengan data desain, dilakukan simulasi dengan variasi-variasi yang ada. Lalu hasil simulasi disimpan, dan diolah agar dapat dianalisis. Data hasil simulasi dibuat dalam bentuk grafik-grafik yang dapat menunjukkan perubahan-perubahan yang terjadi.

Gambar 3.2 Skema Sistem PLTU Paiton Unit 9

3.3 Pemodelan Sistem pada *Cycle Tempo*

Berikut adalah pemodelan sistem pada *Cycle Tempo* :



Gambar 3.3 Model Sistem pada Cycle-Tempo

Berikut ini adalah spesifikasi *high pressure heater* yang digunakan pada pembangkit listrik Paiton Unit 9:

Tabel 3.1 Spesifikasi HP Heater

Item	Unit	#1 HP heater	#2 HP heater	#3 HP heater
Type	JG-2250-1	JG-2150-2	JG-1700-3	
Model	Horizontal type			
Manufacturer	Harbin Boiler Co., Ltd.			
Heater Total Area	m ²	2250	2150	1700
Steam Cooling Section Heat Exchange Area	m ²	325.46	224.42	186.14
Condensing Section Heat Exchange Area	m ²	1735.48	1565.01	1156.48
Drainage Water Cooling Section Heat Exchange Area	m ²	189.06	360.57	357.38
Designed Pressure	MPa	7.5	4.8	2.3

at Shell Side				
Designed Temperature at Shell Side	°C	420/290	360/265	465/220
Designed Pressure at Pipe Side	MPa	28	28	28
Designed Temperature at Pipe Side	°C	310	285	240
Test Pressure at Shell Side	MPa	11.25	7.2	3.45
Test Pressure at Pipe Side	MPa	42	42	42
Feed Water End Difference (TTD)	°C	-1.7	0	0
Drain End Difference (DCA)	°C	5.5	5.5	5.5
Flow	t/h	2064.1	2002	2002
Inlet Temperature	°C	248.5	209.8	179.2

Outlet Temperat ure	°C	277.7	248.5	209.8
Heating Steam Flow	t/h	140.83	138.68	90.96
Heating Steam Pressure	MPa	6.04	3.876	1.899
Heating Steam Temperat ure	°C	392.4	332.3	447.2
Drainage Water Temperat ure	°C	254	215.3	184.7

Berikut ini adalah data *input* pemodelan *plant* dalam *software* Cycle-Tempo:

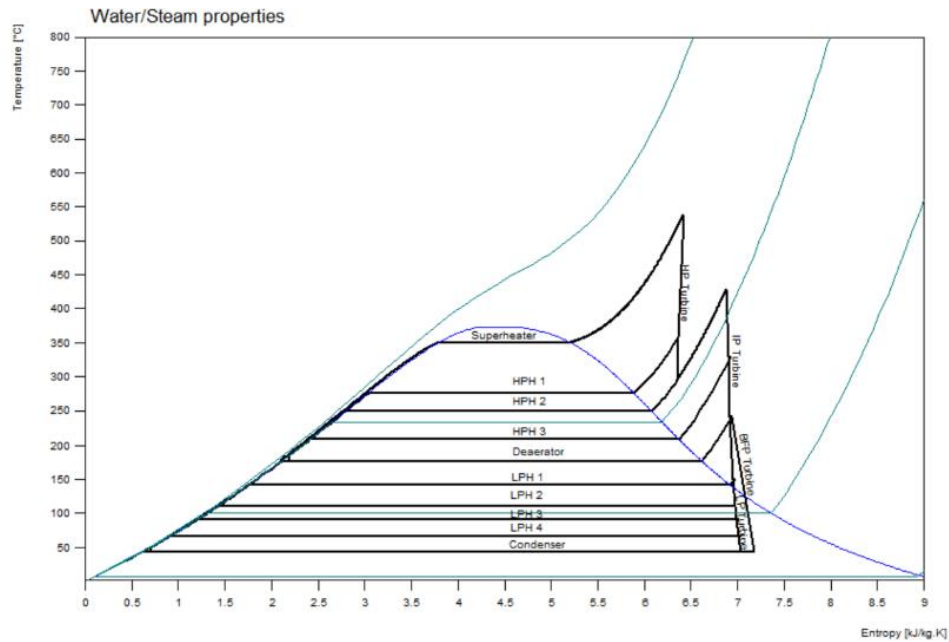
Tabel 3.2 Parameter Input

Apparatus	Property	Value	Unit
Air	Pout	1.013	bar
	Tout	33.3	C
	DelM	738	kg/s
Air Preheater	EEQCOD	2	
	DelP1	0.01	bar
	DelP2	0	bar
	DelT1	100	C
	DelT2	-100	C
Coal	LHV	20920	kJ/kg
Fuel (Pulverizer)	Pout	1	bar
	Tout	33	C
	DelM	80	kg/s
Combustor	EEQCOD	2	
	DELP	0	bar
	ESTOFR	15	kg/kg
	PREACT	8	bar
Primary Superheater	DelP1	0	bar
	DelP2	0	bar
	DELTL	-200	C
Secondary Superheater	DelP1	0	bar
	DelP2	0	bar
	DELT2	-125	C
Reheater	DelP1	0	bar
	DelP2	0	bar
	DELT2	-240	C
Waterwall Tube	DelP1	0	bar
	DelP2	0	bar
	Tout1	400	C
Economizer	DelP1	0	bar
	DelP2	0	bar
	DELT2	-65	C
Steam Drum	Pin	167	bar
	Pout	167	bar
Stack	Tin	124	C
Valve	Pipe Flow	73	
	Flow	571.28	kg/s
HP Turbine	ETHAI	1	
IP Turbine	Pin	35.58	bar
	ETHAI	1	
LP Turbine	Pin	9.46	bar
	ETHAI	1	
Generator	ETAGEN	0.9	

Tabel 3.3 Parameter Input (Lanjutan)

Apparatus	Property	Value	Unit
HPH1	DelP1	0	bar
	DelP2	0	bar
	DelT2	-120	C
	DELTL	5	C
	DELTH	0	C
HPH 2	DelP1	0	bar
	DelP2	0	bar
	DELTL	5	C
	DELTH	0	C
HPH 3	Tout1	208	C
	DelP1	0	bar
	Pin2	19.5	bar
	DelP2	0	bar
	SATCOD	0	
Deaerator	DelP	0	bar
	Pin	9.17	bar
BFPT Valve	Pipe Flow	39	
	Flow	21.82	kg/s
BFPT	Pin	9.17	bar
	ETHAI	0.9	
BFP	Pout	167	bar
	ETHAI	0.9	
LPH1	DelP1	0	bar
	Pin2	3.88	bar
	Pout2	3.69	bar
	Tout2	112.7	C
	DELTH	4	C
LPH 2	DelP1	0	bar
	Pout2	1.43	bar
	DelP2	0.01	bar
	Tout2	92.2	C
LPH 3	DelP1	0	bar
	Pin2	0.73	bar
	Pout2	0.69	bar
	Tout2	67.2	C
	DELTH	4	C
LPH 4	DelP1	0	bar
	Pin2	0.259	bar
	Pout2	0.25	bar
	Tout2	49.6	C
	DELTH	4	C
Condenser	DelP1	0	bar
	Pin2	0.087	bar
	DelP2	0	bar
	SATCOD	0	
Condensate Pump	Pout	32.54	bar
	ETHAI	0.92	

Berikut ini adalah diagram T – s PLTU Paiton Unit 9 dalam kondisi desain:

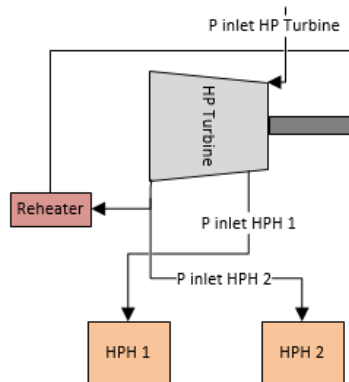


Gambar 3.4 Diagram T – s PLTU Paiton Unit 9

3.4 Variasi yang Dilakukan

Terdapat batasan-batasan mengenai rentang variasi yang akan dilakukan. Batasan-batasan tersebut adalah sebagai berikut:

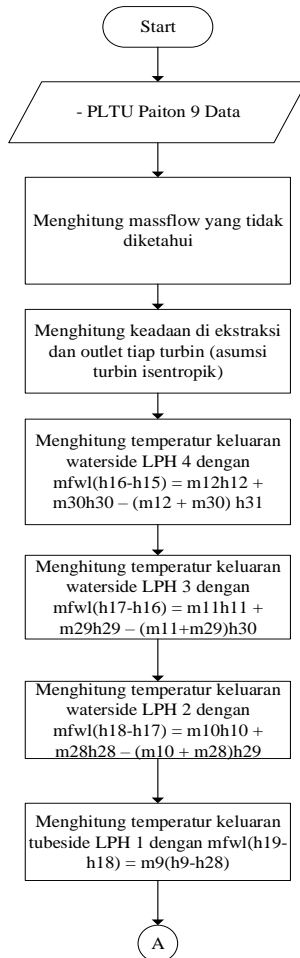
1. Hanya HPH 1 dan 2 yang divariasikan dalam penelitian ini.
2. Tekanan HPH 2 tidak dapat lebih besar atau sama dengan tekanan HPH 1. Hal ini dikarenakan bila tekanan ekstraksi HPH 2 lebih besar dibanding tekanan ekstraksi HPH 1, akan terjadi *backflow*.
3. Nilai tekanan HPH 3 digunakan sebagai batas bawah variasi tekanan HPH 2 untuk menghindari terjadinya *backflow*.
4. Tekanan HPH 1 dan atau HPH 2 tidak boleh sama dengan 19.5 bar, tekanan HPH 3.



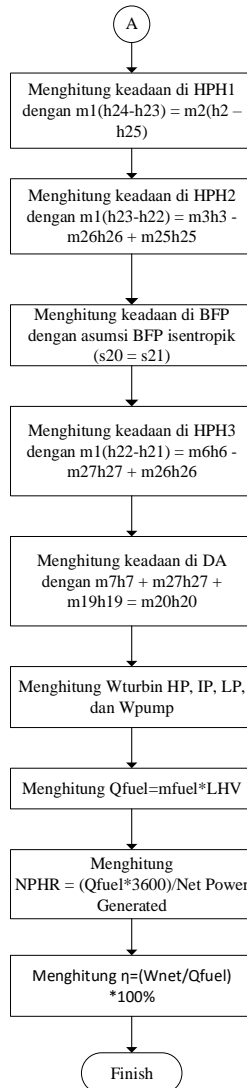
Gambar 3.5 Visualisasi variasi yang akan dilakukan

3.5 Flowchart Perhitungan

Berikut ini adalah *flowchart* perhitungan performa PLTU Paiton Unit 9. Perhitungan ini bertujuan sebagai pembandingan keakuratan kalkulasi *Cycle-Tempo*.



Gambar 3.6 *Flowchart* Perhitungan



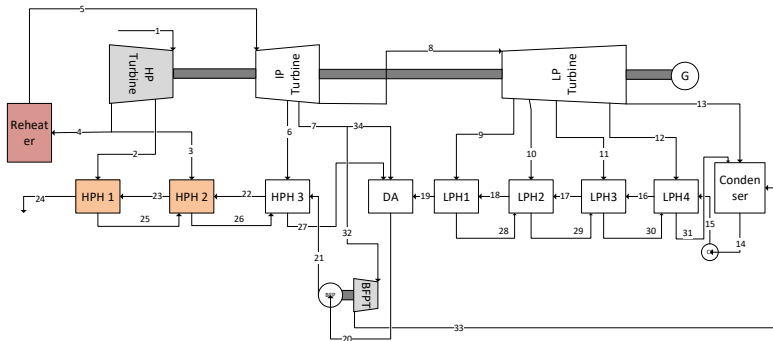
Gambar 3.7 Flowchart Perhitungan

Halaman ini Sengaja Dikosongkan

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Analisis Perhitungan Daya

Contoh perhitungan dengan analisis termodinamika:



Gambar 4.1 Skema Sistem

Diketahui:

Tabel 4.1 Parameter Perhitungan

Section	Parameter	Value
High Pressure and Intermediate Pressure	P_1	167 bar
	T_1	538°C
	$P_{25} = P_2$	61.2 bar
	$P_{26} = P_3$	39.5 bar
	$P_{27} = P_5 = P_4$	35.58 bar
	T_5	538°C
	P_6	19.5 bar
	P_7	9.65 bar
	T_{21}	178.28°C
	T_{22}	208°C
	$P_{24} = P_{23} = P_{22} = P_{21}$	167 bar
	P_{34}	9.17 bar

	T_{11}	$T_2-120^{\circ}\text{C}$
	TTD HPH1 dan HPH2	0°C
	DCA HPH1 dan HPH2	5°C
	$\dot{m}_1 = \dot{m}_{24} = \dot{m}_{23} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{21}$ $= \dot{m}_{20}$	571.28kg/s
	$\dot{m}_2 = \dot{m}_{25}$	40kg/s
	\dot{m}_3	44.5kg/s
	\dot{m}_6	23.689kg/s
	\dot{m}_{32}	21.82kg/s
	$\dot{m}_{26}=\dot{m}_{25}+\dot{m}_3$	84.5kg/s
	$\dot{m}_{27}=\dot{m}_{26}+\dot{m}_6$	108.189 kg/s

Low Pressure	P_8	9.46 bar
	$P_9 = P_{28}$	3.88 bar
	$P_{10} = P_{29}$	1.44 bar
	$P_{11} = P_{30}$	0.73 bar
	$P_{12} = P_{31}$	0.259 bar
	$P_{14} = P_{13}$	0.087 bar
	$P_{19}= P_{18} = P_{17} = P_{16} = P_{15}$	32 bar
	P_{20}	9.17 bar
	DCA LPH4	5°C
	$\dot{m}_1 = \dot{m}_{24} = \dot{m}_{23} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{21}$ $= \dot{m}_{20}$	571.28kg/s
	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{28}$	23kg/s
	\dot{m}_{10}	15kg/s
	\dot{m}_{11}	17.73kg/s
	\dot{m}_{12}	12.65kg/s
	$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{28} + \dot{m}_{10}$	38 kg/s
	$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{29} + \dot{m}_{11}$	55.73 kg/s
	$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{30} + \dot{m}_{12}$	68.38 kg/s
	$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_{16} =$ $\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14}$	\dot{m}_{fwl}

	$\dot{m}_{fwl} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{33}$	$\dot{m}_{fwl} = 434.091$ kg/s
--	--	-----------------------------------

Asumsi: $T_{20} = T_{sat}$ @ P20

Perhitungan:

Menghitung massflow yang tidak diketahui:

$$\begin{aligned}\dot{m}_5 &= \dot{m}_1 - (\dot{m}_2 + \dot{m}_3) \\ \dot{m}_5 &= 571.28 - (40 + 44.5) \\ \dot{m}_5 &= 486.78 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_8 &= \dot{m}_1 - (\dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_{32}) \\ \dot{m}_8 &= 571.28 - (40 + 44.5 + 23.689 + \dot{m}_7 + 21.82)\end{aligned}$$

Asumsi $\dot{m}_7 = 29 \text{ kg/s}$

$$\begin{aligned}\dot{m}_8 &= 571.28 - (40 + 44.5 + 23.689 + 29 + 21.82) \\ \dot{m}_8 &= 412.271 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{13} &= \dot{m}_8 - (\dot{m}_9 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} + \dot{m}_{12}) \\ \dot{m}_{13} &= 412.271 - (23 + 15 + 17.73 + 12.65) \\ \dot{m}_{13} &= 343.891 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Menghitung keadaan di ekstraksi dan outlet turbin: (Turbin isentropik)

HP Turbine:

$$\begin{aligned}s_1 &= 6.411 \text{ kJ/kgK} ; T_2 (P_2, s_1) = 370.6 \text{ C} ; h_2 = 3097 \text{ kJ/kg} \\ T_3 (P_3, s_1) &= 308.6 \text{ C} ; h_3 = 2986 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

IP Turbine:

$$\begin{aligned}s_5 &= 7.258 \text{ kJ/kgK} ; T_6 (P_6, s_5) = 437.3 \text{ C} ; h_6 = 3330 \text{ kJ/kg} \\ T_7 (P_7, s_5) &= 332.5 \text{ C} ; h_7 = 3121 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

LP Turbine:

$$\begin{aligned}s_8 &= s_5 ; T_8 = 329.5 \text{ }^\circ\text{C} ; h_8 = 3116 \text{ kJ/kg} ; T_9 (P_9, s_8) = 216.7^\circ\text{C} ; h_9 \\ &= 2896 \text{ kJ/kg} ; T_{10} (P_{10}, s_8) = 114.1^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$h_{10} = 2700 \text{ kJ/kg} ; T_{11} (P_9, s_8) = 91.06^\circ\text{C} ; h_{11} = 2586 \text{ kJ/kg} ; T_{12} (P_{12}, s_8) = 65.76^\circ\text{C}$$

$$h_{12} = 2429 \text{ kJ/kg} ; T_{13} (P_{13}, s_8) = 43.11^\circ\text{C} ; h_{13} = 2282 \text{ kJ/kg}$$

Menghitung keadaan di LPH 4:

$$T_{15} = P_{15}, s_{14} \text{ (Pompa isentropik)} ; s_{14} = T_{\text{sat}}, P_{14} = 0.6137 \text{ kJ/kgK} ;$$

$$T_{15} = 43.21^\circ\text{C}$$

$$h_{15} = 183.7 \text{ kJ/kg} ; T_{31} = T_{15} + \text{DCA} ; T_{31} = 48.21^\circ\text{C} ; h_{31} = 201.8 \text{ kJ/kg} ; T_{30} = 61^\circ\text{C} ; h_{30} = 255.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{fwl}}(h_{16}-h_{15}) = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{30}h_{30} - (\dot{m}_{12} + \dot{m}_{30}) h_{31}$$

$$434.091 (h_{16}-183.7) = 12.65(2429) + 55.73(255.3) - (12.65+55.73)201.8$$

$$h_{16} = 255.47 \text{ kJ/kg}$$

Menghitung Keadaan di LPH 3:

$$\dot{m}_{\text{fwl}}(h_{17}-h_{16}) = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{29}h_{29} - (\dot{m}_{11}+\dot{m}_{29})h_{30}$$

$$T_{29} = 92^\circ\text{C} ; h_{29} (T_{29}, P_{29}) = 385.4 \text{ kJ/kg}$$

$$434.091 (h_{17} - 255.47) = 17.73 (2586) - (17.73+38) 255.3 + 38 (385.4)$$

$$434.091 h_{17} = 45849.78 - 14227.87 + 14645.2 + 110897.2$$

$$h_{17} = 362.05 \text{ kJ/kg}$$

Menghitung keadaan di LPH2:

$$T_{28} = T_9-100 ; T_{28} = 116.73^\circ\text{C}$$

$$h_{28} (T_{28}, P_{28}) = 489.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{fwl}}(h_{18}-h_{17}) = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{28}h_{28} - (\dot{m}_{10} + \dot{m}_{28})h_{29}$$

$$434.091(h_{18}-362.05) = 15 (2700) + 23 (489.9) - 38(385.4)$$

$$434.091 h_{18} = 40500 + 11267.7 + 157162.65 - 14645.2$$

$$h_{18} = 447.57 \text{ kJ/kg}$$

Menghitung keadaan di LPH 1:

$$\dot{m}_{\text{fwl}}(h_{19}-h_{18}) = \dot{m}_9(h_9-h_{28})$$

$$434.091(h_{19}-447.57) = 23 (2896-489.9)$$

$$434.091 h_{19} = 55340.3 + 194286.1$$

$$h_{19} = 575.05 \text{ kJ/kg}$$

Menghitung keadaan di HPH 1:

$$T_{25} = T_2 - 120 = 341.5 - 120 = 221.5^\circ\text{C}$$

$$h_{25} = 764.2 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{23} = T_{25} - \text{DCA} = 221.5 - 5 = 216.5^\circ\text{C}$$

$$h_{23} = 928.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_1(h_{24} - h_{23}) = \dot{m}_2(h_2 - h_{25})$$

$$571.28 (h_{24} - 928.4) = 40(3045 - 764.2)$$

$$571.28 h_{24} = 91232 + 530376.352$$

$$h_{24} = 1088.1 \text{ kJ/kg}$$

Menghitung keadaan di HPH 2:

$$T_{26} = T_{22} + \text{DCA} = 208 + 5 = 213^\circ\text{C}$$

$$h_{26} = 911.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_1(h_{23} - h_{22}) = \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{25}h_{25}$$

$$571.28 (h_{23} - 894.4) = 44.5(2947) - 84.5(911.9) + 40(764.2)$$

$$571.28h_{23} - 510952.83 = 131141.5 - 77055.5 + 30568$$

$$571.28h_{23} = 590546.92$$

$$h_{23} = 1033.73 \text{ kJ/kg}$$

Menghitung keadaan di HPH 3:

$$\text{BFP isentropik } (s_{21} = s_{20}) ; T_{21} (P_{21}, s_{21}) = 178.3^\circ\text{C} ; h_{21} = 764.2 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{22} (P_{22}) = 208^\circ\text{C} ; h_{22} = 894.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{25} + \dot{m}_3 = 40 + 44.5 = 84.5$$

$$\dot{m}_1(h_{22} - h_{21}) = \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_{27}h_{27} + \dot{m}_{26}h_{26}$$

$$571.28 (894.4 - 764.2) = 23.689(3330) - 108.189(h_{27}) + 84.5(911.9)$$

$$74380.66 = 78884.37 - 108.189h_{27} + 77055.55$$

$$108.189h_{27} = 81559.26$$

$$h_{27} = 753.86 \text{ kJ/kg}$$

Menghitung keadaan di DA:

$$\begin{aligned}\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{27} h_{27} + \dot{m}_{19} h_{19} &= \dot{m}_{20} h_{20} \\ 29(3107) + 108.189(753.86) + 434.091(575.05) &= 571.28 h_{20} \\ 90103 + 81559.36 + 249624.03 &= 571.28 h_{20} \\ h_{20} &= 737.442 \text{ kJ/kg} \\ T_{20} &= 174.2^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Menghitung Keadaan di Condenser:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{CW} &= \dot{Q}_{\text{Condenser}} \\ \dot{m}_{CW} \cdot C_{pW} \cdot \Delta T &= \dot{m}_{fwl}(h_{14} - h_{13}) \\ \dot{m}_{CW}(4.18 \cdot 9.1) &= 434.091(180.5 - 2282) \\ \dot{m}_{CW} &= 23982.4 \text{ kg/s} \\ \eta &= \frac{h_{out} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \\ 0.9 &= \frac{122.8 - 122.1}{h_{out} - 122.1} \\ 0.9 h_{out} - 109.89 &= 0.7 \\ 0.9 h_{out} &= 110.59 \\ h_{out} &= 122.9 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{CWP} &= \dot{m}_{CW}(h_{out} - h_{in}) \\ \dot{W}_{CWP} &= 23982.4(122.9 - 122.1) \\ \dot{W}_{CWP} &= 19185.9 \text{ kW} \\ \dot{W}_{CWP} &= 19.19 \text{ MW}\end{aligned}$$

Daya Turbin:

$$\begin{aligned}\dot{m}_4 &= \dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 571.28 - 40 = 531.28 \text{ kg/s} \\ \dot{W}_{HPT} &= \dot{m}_1(h_1 - h_2) + \dot{m}_4(h_2 - h_3) = 571.28(3396 - 3097) + \\ 531.28(3097 - 2986) &= (170812.72 + 58972.08) \text{ kJ/s} = 229784.8 \\ \text{kW} &= 229.8 \text{ MW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{IPT} &= \dot{m}_5(h_5 - h_6) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_6)(h_6 - h_7) + (\dot{m}_8)(h_7 - h_8) \\ \dot{W}_{IPT} &= 486.78(3537 - 3330) + (486.78 - 23.689)(3330 - 3121) + \\ &412.271(3121 - 3116)\end{aligned}$$

$$\dot{W}_{IPT} = (100763.46 + 96786.02 + 2061.355) \text{ kJ/s}$$

$$\dot{W}_{IPT} = 199610.835 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{IPT} = 199.6 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{LPT} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9)(h_9 - h_{10}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10})(h_{10} - h_{11}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11})(h_{11} - h_{12}) + (\dot{m}_{13})(h_{12} - h_{13})$$

$$\dot{W}_{LPT} = 412.271(3116 - 2896) + (412.271 - 23)(2896 - 2700) + (412.271 - 23 - 15)(2700 - 2586) + (412.271 - 23 - 15 - 17.73)(2586 - 2429) + 343.891(2429 - 2282)$$

$$\dot{W}_{LPT} = 90699.62 + 389.271(196) + 374.271(114) + 356.541(157) + 343.891(147)$$

$$\dot{W}_{LPT} = 90699.62 + 76297.12 + 42666.9 + 55976.94 + 50551.98$$

$$\dot{W}_{LPT} = 316192.56 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{LPT} = 316.19 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_T = (229.8 + 199.6 + 316.19) \text{ MW} = 745.6 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{Net Generated}} = 745.6 \text{ MW} * 0.9 = 671.03 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{BFP} = \dot{m}_1(h_{20} - h_{21})$$

$$\dot{W}_{BFP} = 571.28(764.2 - 737.442)$$

$$\dot{W}_{BFP} = 12286.31 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{BFP} = 13.29 \text{ MW}$$

$$h_{14} = h_f(P_{14}) = 180.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m}_{fwl}(h_{15} - h_{14}) = 434.091(183.7 - 180.5) = 1289.1 \text{ kW} = 1.29 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{Net}} = 671.03 - 13.29 - 1.29$$

$$\dot{W}_{\text{Net}} = 656.45 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_{\text{Boiler}} = \dot{m}_{\text{fuel}}(\text{LHV}) = 80 \text{ kg/s} (20920 \text{ kJ/kg}) = 1673600 \text{ kJ/s} = 1.674 \text{ GW}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{boiler}}} \times 100\% = \frac{656.45 \text{ MW}}{1.674 \text{ GW}} \times 100\% = 39.21\%$$

$$NPHR = \frac{\dot{Q}_{boiler}}{W_{net}} \times \frac{3600 \text{ s}}{h} \times \frac{0.239 \text{ kCal}}{\text{kJ}} = \frac{1674}{656.45} \times 860.4 \frac{\text{kCal}}{\text{kWh}} = 2194.75 \frac{\text{kCal}}{\text{kWh}}$$

Analisis pada *boiler*:

Kalkulasi $C_{pfluegas}$:

Tabel 4.2 Perhitungan $C_{pfluegas}$

Capacitiy	Kg/h	288,000
Heat value	Kcal/Kg	5,000
Heat of combustion	Kcal/h	1,439,965,440
	Kj/h	6,029,135,297
	MW	1,674,378
Composition		
combustible component	% w	100
water component	% w	0
inert component	% w	0
Total		100
H ₂ /C in the combustible	w/w	0.125
N ₂ /C in the combustible	w/w	0.012
Cl + F in the combustible	w/w total	0.001018
S in the combustible	w/w total	0.00087
Heat value in the combustible	Kcal/Kg	5000
Calculation of the % of composition		
C in the combustible	% w	59.90
H in the combustible	% w	5.34
N in the combustible	% w	1.15
Cl + F in the combustible	% w	0.32
S in the combustible	% w	1.35
O in the combustible	% w	16.95
TOTAL ($y_{combustible}$)		85.01

Combustion air		
Combustion air – actual	Kg/h	2,658,568
Combustion air - actual	Kg/s	738
h Combustion air	Kcal/h	31,787,221
Flue gases		
N ₂	Kg/h	2,022,195
O ₂	Kg/h	69,965
CO ₂	Kg/h	632,602
Total dry flue gases	Kg/h	2,724,761
H ₂ O	Kg/h	170,082
HCl	Kg/h	947.561
SO ₂	Kg/h	7,776.000
Flue gases Total	Kg/h	2,903,567
Composition of flue gases		
N ₂	% w	69.65
O ₂	% w	2.41
CO ₂	% w	21.79
H ₂ O	% w	5.858
HCl	% w	0.033
SO ₂	% w	0.268
Specific mean heat value	Kcal/Kg, °C	0.299

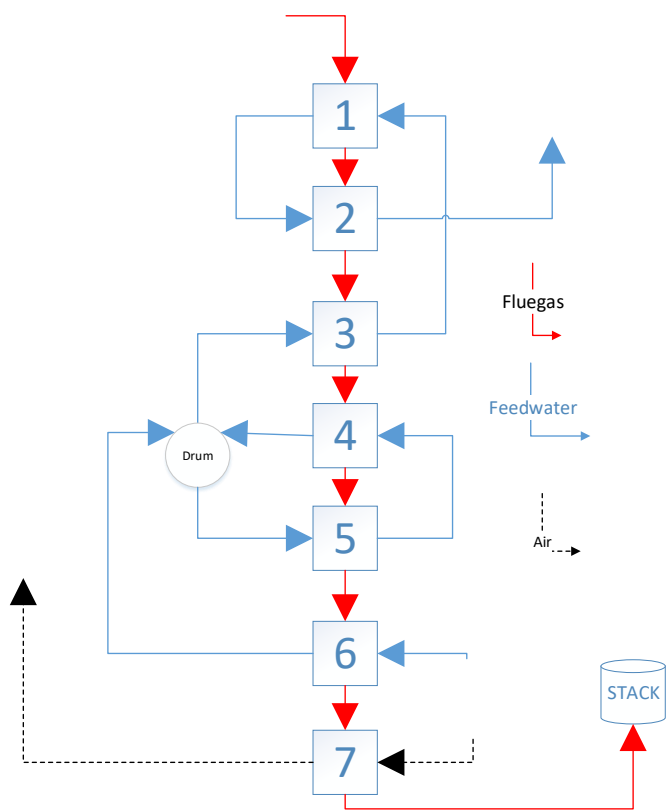
$$C_{p\text{fluegas}} = 0.299 \text{ [kCal/kg} \cdot \text{K]} * [4.2\text{kJ/kCal}] = 1.25 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$T_{\text{inlet}} = \frac{T_{\text{fuel}} + T_{\text{air}}}{2} * y_{\text{combustible}} = \frac{33 + 133}{2} * 0.85 = 70^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{Boiler}} = \dot{m}_{\text{fluegas}}(C_{p\text{fluegas}})(T_{\text{combust}} - T_{\text{inlet}})$$

$$1673600 = 818 (1.25)(T_{\text{combust}} - 70)$$

$$T_{\text{combust}} = 1706^{\circ}\text{C}$$



Gambar 4.2 Model *Boiler*

Data diketahui:

Tabel 4.3 Parameter *Input Boiler*

Component	Parameter	Value
1	$T_{h,i}$	1706°C
	ΔT_h	125°C
2	ΔT_h	127°C
3	ΔT_h	214°C

	$T_{c,i}$	$T_{sat,v}(P)$
4	ΔT_h	240°C
	$h_{c,i}$	2947 kJ/kg
5	$T_{c,o}$	400°C
	$h_{c,i}$	1678 kJ/kg
6	ΔT_h	65°C
	$h_{c,i}$	1088 kJ/kg
7	ΔT_h	100°C

Analisis pada Heater #3:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{fluegas}}(C_p)(\Delta T_h) &= \dot{m}_{\text{fw}}(h_{c,o} - h_{c,i}) \\ 818 (1.25) (214) &= 571.28 (h_{c,o} - 2558) \\ h_{c,o} &= 2941 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Analisis pada Heater #2:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{fluegas}}(C_p)(\Delta T_h) &= \dot{m}_{\text{fw}}(h_{c,o} - h_{c,i}) \\ 818 (1.25) (127) &= 571.28 (h_{c,o} - 2941) \\ h_{c,o} &= 3168 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Analisis pada Heater #1:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{fluegas}}(C_p)(\Delta T_h) &= \dot{m}_{\text{fw}}(h_{c,o} - h_{c,i}) \\ 818 (1.25) (125) &= 571.28 (h_{c,o} - 3168) \\ h_{c,o} &= 3392 \text{ kJ/kg} \\ T_{c,o} &= 536.5^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Analisis pada Heater #4:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{fluegas}}(C_p)(\Delta T_h) &= \dot{m}_{\text{fw}}(h_{c,o} - h_{c,i}) \\ 818 (1.25) (240) &= 571.28 (h_{c,o} - 2947)\end{aligned}$$

$$h_{c,o} = 3530 \text{ kJ/kg}$$

Analisis pada Heater #5:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{fluegas}} (C_p)(\Delta T_h) &= \dot{m}_{\text{fw}}(h_{c,o}-h_{c,i}) \\ 818 (1.25) (1000 - T_{h,o}) &= 571.28 (2927 - 1678) \\ T_{h,o} &= 295^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Analisis pada Heater #6:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{fluegas}} (C_p)(\Delta T_h) &= \dot{m}_{\text{fw}}(h_{c,o}-h_{c,i}) \\ 818 (1.25) (65) &= 571.28 (h_{c,o} - 1088) \\ h_{c,o} &= 1204 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Tabel 4.4 Perbandingan Hasil Perhitungan

Parameter	Manual Calculation	Cycle Tempo Calculation	Deviation (%)
\dot{W}_{Net}	656.45 MW	655 MW	0.22
\dot{Q}_{Boiler}	1673.6 MW	1673.6 MW	0
$T_{\text{In HPT}}$	536.5 °C	537.5 °C	0.19
$T_{\text{In Boiler}}$	276 °C	276.8 °C	0.26
NPHR	2194.75 kCal/kWh	2197 kCal/kWh	0.1
Average Deviation			0.154

4.2 Hasil Simulasi dan Pembahasan

Hasil simulasi yang diperoleh berdasarkan data desain PLTU Paiton Unit 9 yang dimodelkan dalam *software* Cycle-Tempo dengan nilai massa alir *feedwater* dalam sistem pembangkit listrik diatur konstan pada 571.28 kg/s. Sedangkan nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* diatur konstan dengan nilai kalor sebesar 1674 MJ/s.

4.2.1 Analisis Pengaruh Tekanan HPH1 terhadap Performa Sistem PLTU

Variasi yang dilakukan pada HPH1 dapat dilihat pada tabel 4.5:

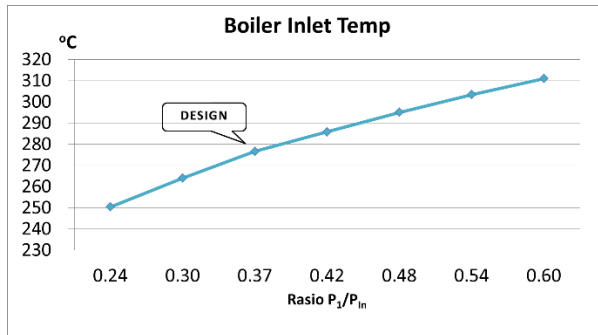
Tabel 4.5 Variasi yang akan dilakukan

No	P_1 (bar)	P_{in} (bar)	Ratio
1	40	167	0.24
2	50		0.30
3	61.2		0.37
4	70		0.42
5	80		0.48
6	90		0.54
7	100		0.6

Dimana P_1 adalah nilai tekanan *inlet steam* HPH1 dan P_{in} adalah nilai tekanan *inlet* HPT. Terdapat beberapa parameter yang dapat digunakan untuk menganalisis performa PLTU setelah dilakukan variasi pada tekanan HPH1, yaitu:

- *Boiler Inlet Temperature*

Berikut ini adalah hasil perubahan temperatur *boiler inlet* terhadap perubahan tekanan *inlet steam* HPH1. *Boiler inlet temperature* memiliki nilai yang sama dengan temperatur *outlet feedwater* HPH1.



Gambar 4.3 Suhu *boiler inlet temperature* terhadap Tekanan HPH1

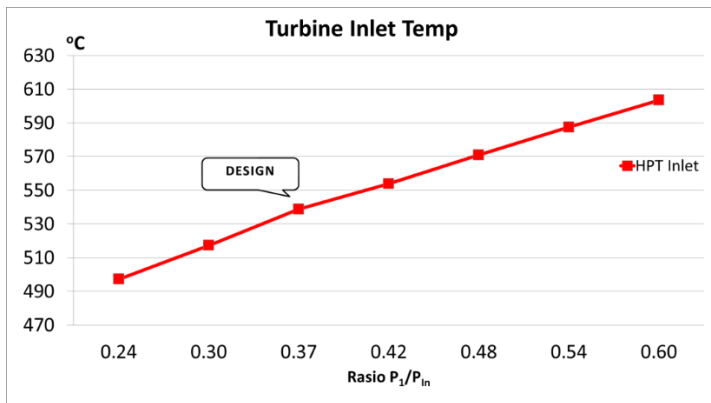
Seperti yang terlihat pada gambar 4.3, perubahan yang terjadi pada temperatur *boiler inlet* adalah berbanding lurus dengan rasio tekanan HPH1 dibanding *inlet* HPT. Hal ini berarti peningkatan rasio tekanan HPH1 dibanding *inlet* HPT akan menyebabkan peningkatan temperatur *boiler inlet*, demikian juga sebaliknya. Gradien perubahan yang terjadi adalah sebesar kurang lebih 15°C setiap perubahan rasio tekanan sebesar 0.7. Hal ini terjadi dikarenakan dengan peningkatan rasio tekanan, maka nilai tekanan *inlet steam* HPH1 akan meningkat. Ini tentunya akan meningkatkan temperatur uap yang memasuki HPH1. Peningkatan temperatur uap yang memasuki HPH1 akan meningkatkan temperatur *feedwater* yang mengalir melalui *waterside* HPH1.

Peningkatan temperatur *inlet boiler* memiliki pengaruh yang positif terhadap sistem pembangkit daya. Hal ini dikarenakan peningkatan temperatur *inlet boiler* akan menyebabkan salah satu dari hal-hal berikut:

- Pengurangan beban *boiler*, karena dengan meningkatnya suhu *inlet boiler* maka untuk mencapai suatu suhu *outlet* boiler yang diinginkan tidak diperlukan energi sebanyak bila dibandingkan dengan kondisi saat temperatur *boiler inlet* lebih rendah.

- Peningkatan temperatur *boiler outlet* dengan asumsi bahwa nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* konstan.
- *Turbine Inlet Temperature*

Berikut ini adalah hasil perubahan temperatur *turbine inlet* terhadap perubahan tekanan *inlet steam* HPH1.



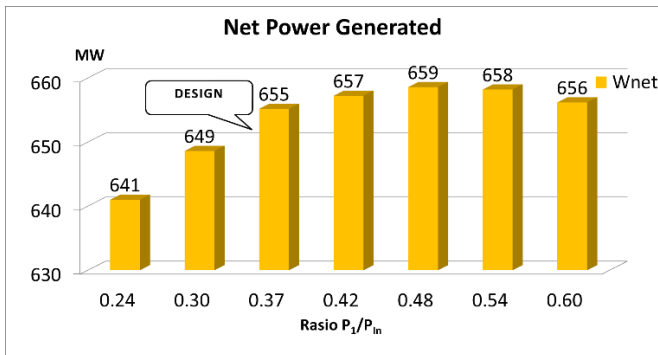
Gambar 4.4 Suhu *turbine inlet temperature* terhadap Tekanan HPH1

Seperti yang terlihat pada gambar 4.4, perubahan yang terjadi pada temperatur *turbine inlet* adalah berbanding lurus dengan rasio tekanan HPH1 dibanding *inlet* HPT. Hal ini berarti peningkatan rasio tekanan HPH1 dibanding *inlet* HPT akan menyebabkan peningkatan temperatur *turbine inlet*, demikian juga sebaliknya. Gradien perubahan yang terjadi adalah sebesar kurang lebih 17°C setiap perubahan rasio tekanan sebesar 0.7. Hal ini konsisten dengan perubahan yang terjadi pada *boiler inlet*, dimana dengan peningkatan rasio tekanan menyebabkan peningkatan temperatur *feedwater* yang memasuki *boiler*. Seperti yang telah dijelaskan pada pembahasan mengenai perubahan rasio tekanan terhadap suhu *inlet boiler* sebelumnya, peningkatan suhu uap yang

memasuki turbin akan meningkat bila nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* konstan dan temperatur *feedwater* yang memasuki *boiler* meningkat.

Peningkatan temperatur *inlet turbine* memiliki pengaruh yang positif terhadap sistem pembangkit daya. Hal ini dikarenakan peningkatan temperatur *inlet turbine* akan menyebabkan peningkatan daya yang dihasilkan turbin. Seperti yang telah diketahui, uap yang memiliki temperatur lebih tinggi dengan tekanan yang sama akan memiliki energi yang lebih besar dibanding dengan yang temperaturnya lebih rendah. Peningkatan daya turbin ini tentunya akan meningkatkan daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit tenaga.

- *Net Power Generated*

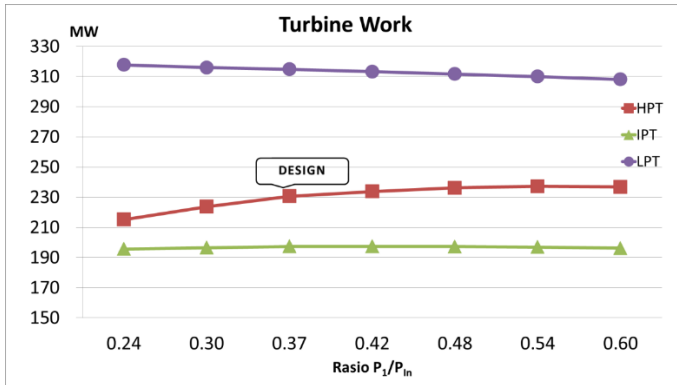


Gambar 4.5 Pengaruh tekanan HPH1 terhadap Daya Sistem

Gambar 4.5 adalah grafik daya netto yang dihasilkan oleh sistem setelah dilakukan variasi tekanan *inlet steam* HPH1. Seperti yang terlihat pada gambar 4.4, pada kondisi desain dengan nilai rasio 0.37, daya netto yang dihasilkan oleh sistem sebesar 655MW. Nilai ini akan dijadikan patokan untuk membandingkan dengan daya netto yang dihasilkan oleh variasi tekanan *inlet steam* HPH1 sesuai dengan yang tercantum pada tabel 4.3.

Tren yang terjadi pada daya netto adalah mengalami penurunan daya netto seiring dengan penurunan rasio tekanan HPH1 dibanding *inlet* HPT menjadi lebih rendah dibandingkan dengan kondisi desain. Hal ini konsisten dengan data yang ditunjukkan oleh gambar 4.2 dan 4.3 yang membahas mengenai perubahan rasio tekanan HPH1 dibanding *inlet* HPT terhadap temperatur *boiler inlet* dan *turbine inlet*. Pada rasio tekanan dibawah kondisi desain, temperatur *inlet boiler* lebih rendah, sehingga menyebabkan temperatur *inlet turbine* lebih rendah. Secara teori, pada tekanan yang sama penurunan temperatur suatu fluida kerja akan menyebabkan penurunan energi yang terkandung dalam fluida tersebut. Penurunan energi tersebut tentunya akan menyebabkan energi yang dapat diubah oleh turbin menjadi kerja mekanik berkurang. Sehingga daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit menjadi berkurang. Sebaliknya, bila rasio tekanan HPH1 dibanding *inlet* HPT ditingkatkan menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan kondisi desain akan menyebabkan peningkatan daya netto yang dihasilkan oleh sistem.

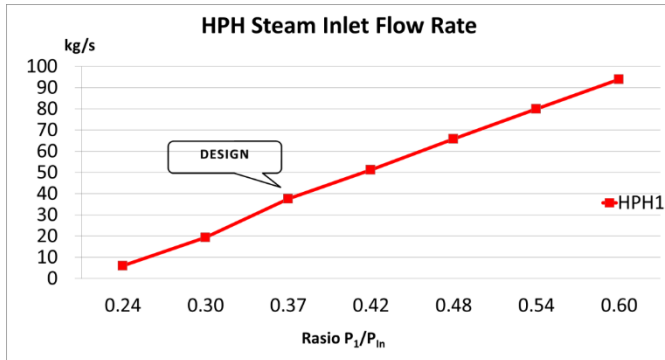
Namun, hal tersebut hanya konsisten hingga rasio 0.48. Pada rasio tekanan diatas 0.48, yaitu pada rasio tekanan 0.54 dan 0.6, justru terjadi penurunan daya netto sistem dibandingkan kondisi desain. Penurunan yang terjadi relatif kecil, yaitu sebesar 2 MW setiap peningkatan rasio sebesar 0.7 dibandingkan sebelumnya. Penjelasan mengenai terjadinya fenomena ini dapat dilihat pada gambar 4.5 dan 4.6 yang menjelaskan mengenai daya pada masing-masing turbin dan jumlah *mass flowrate* yang memasuki *inlet steam* HPH1.



Gambar 4.6 Pengaruh Rasio Tekanan HPH1 terhadap Daya Masing-Masing Turbin

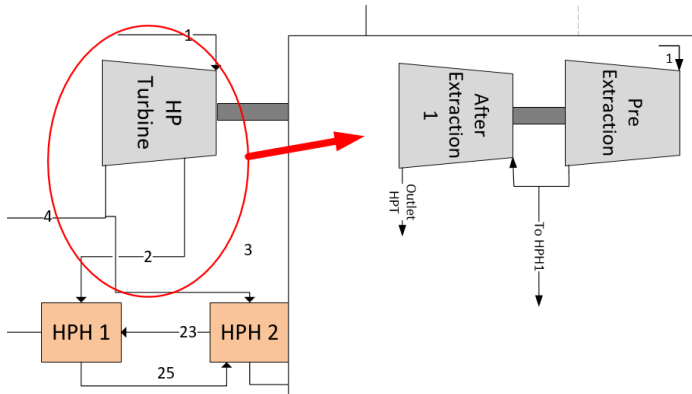
Gambar 4.6 menunjukkan perubahan daya pada masing-masing tingkatan turbin terhadap perubahan rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT. Seperti yang terlihat pada gambar 4.6, daya turbin HP memiliki tren yang konsisten dengan perubahan suhu *boiler inlet* dan *turbine inlet*. Dimana dengan peningkatan suhu uap yang memasuki *inlet* HPT akan meningkatkan daya turbin. Namun, seperti halnya yang terjadi pada tren daya netto sistem, setelah rasio 0.48 perubahan daya yang dihasilkan oleh turbin HP mengalami penurunan. Tren yang berbeda ditunjukkan oleh daya yang dihasilkan oleh turbin tekanan menengah (IPT) dan tekanan rendah (LPT). Seperti yang terlihat pada gambar 4.6, tren perubahan daya turbin terhadap rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT berbanding terbalik. Dengan kata lain, peningkatan rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT menyebabkan penurunan daya yang dihasilkan oleh kedua turbin tersebut. Secara teori, seharusnya peningkatan rasio tekanan yang diikuti oleh peningkatan temperatur *inlet* turbin menyebabkan peningkatan daya yang dihasilkan oleh turbin. Hal ini dapat dijelaskan dengan melihat pada gambar 4.7, dimana pada gambar tersebut terlihat tren perubahan massa alir yang memasuki *inlet steam* HPH1 terhadap

perubahan rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT.



Gambar 4.7 Pengaruh Rasio Tekanan HPH1 terhadap massa alir *inlet steam* HPH1

Seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.7, pengaruh perubahan rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT berbanding lurus. Dengan kata lain, peningkatan tekanan *inlet steam* HPH1 akan menyebabkan peningkatan massa alir yang memasuki *inlet steam* HPH1. Di satu sisi, peningkatan massa alir uap, yang dikombinasikan dengan peningkatan suhu yang terjadi karena peningkatan tekanan uap yang diekstraksi dari HPT meningkatkan energi yang dapat digunakan untuk memanaskan *feedwater* yang mengalir melalui HPH1. Hal ini konsisten dengan data yang telah ditunjukkan pada gambar 4.2. Namun, di sisi lain peningkatan massa alir yang memasuki *inlet steam* HPH1 berarti menurunkan massa alir yang mengalir melalui HPT. Agar pengaruh yang dimaksud lebih mudah dipahami, penggambaran lebih jelas mengenai turbin dengan ekstraksi dapat dilihat pada gambar 4.7 di bawah ini.



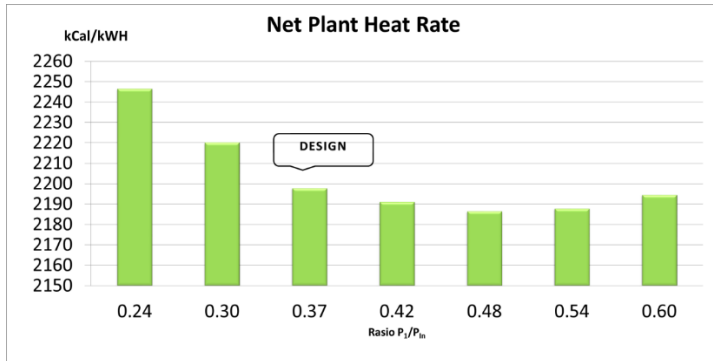
Gambar 4.8 Model Turbin dengan Ekstraksi

Gambar 4.8 adalah model turbin dengan ekstraksi uap bila dibuat menjadi dua buah turbin terpisah. Seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.8, peningkatan massa alir yang memasuki HPH1 akan menyebabkan terjadinya penurunan massa alir yang memasuki turbin *after extraction 1*. Tidak hanya itu, peningkatan tekanan HPH1 akan menyebabkan tekanan *outlet* turbin *pre extraction* meningkat. Berdasarkan teori, peningkatan tekanan *outlet* turbin akan menyebabkan penurunan daya turbin. Hal-hal tersebut menjelaskan mengapa setelah rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT tertentu tidak terjadi peningkatan daya turbin seiring dengan peningkatan temperatur *inlet* HPT.

Pada akhirnya, penurunan massa alir yang memasuki turbin *after extraction 1* pada contoh gambar 4.8 akan menyebabkan penurunan massa alir yang memasuki turbin tekanan menengah dan turbin tekanan rendah. Hal ini menjelaskan mengapa daya yang dihasilkan oleh turbin IP dan LP memiliki tren yang berkebalikan dengan tren yang terjadi pada HPT meskipun secara teori peningkatan temperatur di *inlet* HPT seharusnya meningkatkan daya turbin.

- *Net Plant Heat Rate*

Gambar 4.9 menunjukkan pengaruh rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT terhadap *net plant heat rate*.



Gambar 4.9 Pengaruh rasio tekanan HPH1 terhadap *Net Plant Heat Rate*

Perhitungan sederhana dari *net plant heat rate* adalah nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* dibagi dengan daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit tenaga. Dengan kata lain, *net plant heat rate* adalah kebalikan dari perhitungan efisiensi sistem. Semakin rendah nilai *net plant heat rate*, maka performa sistem pembangkit tenaga lebih baik.

Seperti yang terlihat pada gambar 4.9, tren yang terjadi pada nilai *net plant heat rate* berbanding terbalik dengan nilai rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT. Bila dibandingkan dengan kondisi desain, penurunan rasio tekanan menjadi lebih rendah dari kondisi desain akan mengakibatkan peningkatan nilai *net plant heat rate*. Hal ini konsisten dengan data-data yang telah ditampilkan pada gambar 4.3 dan 4.5, dimana penurunan rasio tekanan menyebabkan penurunan temperatur *inlet boiler* yang menyebabkan penurunan daya netto pada sistem. Demikian pula bila rasio tekanan dinaikkan menjadi melebihi kondisi desain, nilai *net plant heat rate* mengalami penurunan.

Namun, tren penurunan ini mencapai titik terendah di rasio tekanan 0.48, dimana pada rasio itu pula daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit daya mencapai puncaknya. Setelah rasio 0.48, tren nilai *net plant heat rate* menjadi meningkat seiring peningkatan rasio tekanan. Hal ini terjadi dikarenakan pada saat rasio 0.48, nilai *net power generated* mencapai titik tertinggi dibandingkan dengan kondisi desain maupun variasi lainnya. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, perhitungan *net plant heat rate* adalah pembagian nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* dengan nilai daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit tenaga. Sesuai dengan batasan dalam simulasi ini, dengan nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* konstan, maka faktor yang memengaruhi nilai *net plant heat rate* hanya daya netto yang dihasilkan oleh sistem. Sehubungan dengan letak nilai daya netto yang dihasilkan oleh sistem yang berada sebagai denominator (faktor pembagi), maka untuk memperkecil nilai *net plant heat rate* hal yang perlu dilakukan adalah memperbesar nilai denominator. Hal ini menjelaskan mengapa tren *net plant heat rate* mengalami penurunan seiring dengan peningkatan rasio tekanan, namun mengalami kenaikan seiring dengan peningkatan rasio tekanan setelah nilai tertentu.

Dapat disimpulkan bahwa nilai rasio rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT terbaik adalah 0.48, dengan nilai daya netto yang dihasilkan sistem sebesar 659MW.

4.2.2 Analisis Pengaruh Tekanan HPH2 terhadap Performa Sistem PLTU

Variasi yang dilakukan pada HPH1 dapat dilihat pada tabel 4.6:

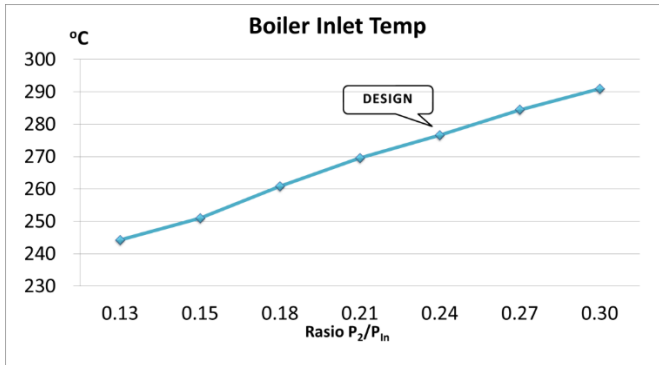
Tabel 4.6 Variasi yang akan dilakukan

No	P ₂ (bar)	P _{In} (bar)	Ratio
1	22	167	0.13
2	25		0.15
3	30		0.18
4	35		0.21
5	39.5		0.24
6	45		0.27
7	50		0.3

Dimana P₂ adalah nilai tekanan *inlet steam* HPH2 dan P_{In} adalah nilai tekanan *inlet* HPT. Terdapat beberapa parameter yang dapat digunakan untuk menganalisis performa PLTU setelah dilakukan variasi pada tekanan HPH2, yaitu:

- *Boiler Inlet Temperature*

Berikut ini adalah hasil perubahan temperatur *boiler inlet* terhadap perubahan tekanan *inlet steam* HPH2. *Boiler inlet temperature* memiliki nilai yang sama dengan temperatur *outlet feedwater* HPH2.



Gambar 4.10 Suhu boiler inlet temperature 1 terhadap Tekanan HPH2

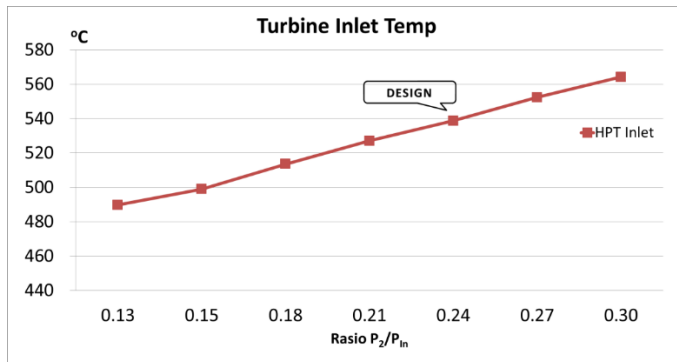
Seperti yang terlihat pada gambar 4.10, perubahan yang terjadi pada temperatur *boiler inlet* adalah berbanding lurus dengan rasio tekanan HPH2 dibanding *inlet* HPT. Hal ini berarti peningkatan rasio tekanan HPH2 dibanding *inlet* HPT akan menyebabkan peningkatan temperatur *boiler inlet*, demikian juga sebaliknya. Gradien perubahan yang terjadi adalah sebesar kurang lebih 8°C setiap perubahan rasio tekanan sebesar 0.7. Hal ini terjadi dikarenakan dengan peningkatan rasio tekanan, maka nilai tekanan *inlet steam* HPH2 akan meningkat. Ini tentunya akan meningkatkan temperatur uap yang memasuki HPH2. Peningkatan temperatur uap yang memasuki HPH2 akan meningkatkan temperatur *feedwater* yang mengalir melalui *waterside* HPH2.

Peningkatan temperatur *inlet boiler* memiliki pengaruh yang positif terhadap sistem pembangkit daya. Hal ini dikarenakan peningkatan temperatur *inlet boiler* akan menyebabkan salah satu dari hal-hal berikut:

- Pengurangan beban *boiler*, karena dengan meningkatnya suhu *inlet boiler* maka untuk mencapai suatu suhu *outlet* boiler yang diinginkan tidak diperlukan energi sebanyak bila dibandingkan dengan kondisi saat temperatur *boiler inlet* lebih rendah.

- Peningkatan temperatur *boiler outlet* dengan asumsi bahwa nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* konstan.
- *Turbine Inlet Temperature*

Berikut ini adalah hasil perubahan temperatur *turbine inlet* terhadap perubahan tekanan *inlet steam* HPH2.



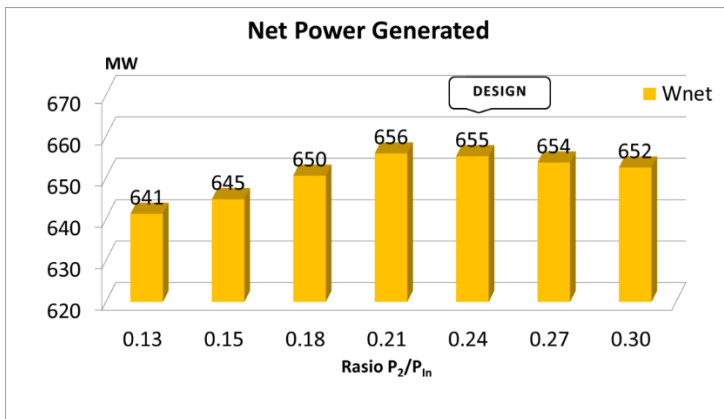
Gambar 4.11 Suhu turbine inlet temperature terhadap Tekanan HPH1

Seperti yang terlihat pada gambar 4.11, perubahan yang terjadi pada temperatur *turbine inlet* adalah berbanding lurus dengan rasio tekanan HPH2 dibanding *inlet* HPT. Hal ini berarti peningkatan rasio tekanan HPH2 dibanding *inlet* HPT akan menyebabkan peningkatan temperatur *turbine inlet*, demikian juga sebaliknya. Gradien perubahan yang terjadi adalah sebesar kurang lebih 8°C setiap perubahan rasio tekanan sebesar 0.7. Hal ini konsisten dengan perubahan yang terjadi pada *boiler inlet*, dimana dengan peningkatan rasio tekanan menyebabkan peningkatan temperatur *feedwater* yang memasuki *boiler*. Seperti yang telah dijelaskan pada pembahasan mengenai perubahan rasio tekanan terhadap suhu *inlet boiler* sebelumnya, peningkatan suhu uap yang memasuki turbin akan meningkat bila nilai kalor yang dihasilkan

oleh *boiler* konstan dan temperatur *feedwater* yang memasuki *boiler* meningkat.

Peningkatan temperatur *inlet turbine* memiliki pengaruh yang positif terhadap sistem pembangkit daya. Hal ini dikarenakan peningkatan temperatur *inlet turbine* akan menyebabkan peningkatan daya yang dihasilkan turbin. Seperti yang telah diketahui, uap yang memiliki temperatur lebih tinggi dengan tekanan yang sama akan memiliki energi yang lebih besar dibanding dengan yang temperaturnya lebih rendah. Peningkatan daya turbin ini tentunya akan meningkatkan daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit tenaga.

- *Net Power Generated*

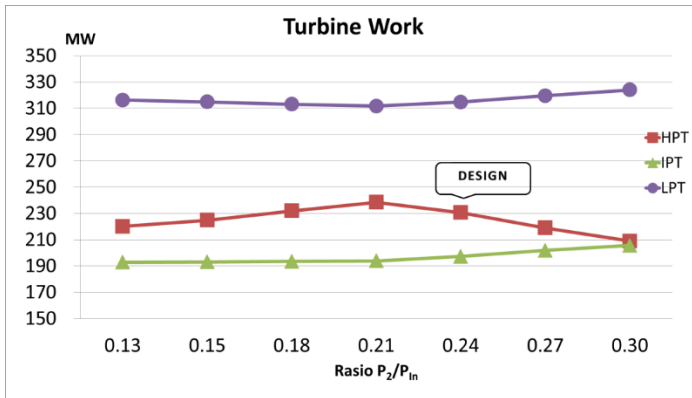


Gambar 4.12 Pengaruh tekanan HPH2 terhadap Daya Sistem

Gambar 4.12 adalah grafik daya netto yang dihasilkan oleh sistem setelah dilakukan variasi tekanan *inlet steam* HPH2. Seperti yang terlihat pada gambar 4.12, pada kondisi desain dengan nilai rasio 0.24, daya netto yang dihasilkan oleh sistem sebesar 655MW. Nilai ini akan dijadikan patokan untuk membandingkan dengan daya netto yang dihasilkan oleh variasi tekanan *inlet steam* HPH2 sesuai dengan yang tercantum pada tabel 4.6.

Tren yang terjadi pada daya netto adalah mengalami penurunan daya netto seiring dengan penurunan rasio tekanan HPH2 dibanding *inlet* HPT menjadi lebih rendah dibandingkan dengan kondisi desain. Hal ini konsisten dengan data yang ditunjukkan oleh gambar 4.10 dan 4.11 yang membahas mengenai perubahan rasio tekanan HPH2 dibanding *inlet* HPT terhadap temperatur *boiler inlet* dan *turbine inlet*. Pada rasio tekanan dibawah kondisi desain, temperatur *inlet boiler* lebih rendah, sehingga menyebabkan temperatur *inlet turbine* lebih rendah. Secara teori, pada tekanan yang sama penurunan temperatur suatu fluida kerja akan menyebabkan penurunan energi yang terkandung dalam fluida tersebut. Penurunan energi tersebut tentunya akan menyebabkan energi yang dapat diubah oleh turbin menjadi kerja mekanik berkurang. Sehingga daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit menjadi berkurang. Sebaliknya, bila rasio tekanan HPH2 dibanding *inlet* HPT ditingkatkan menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan kondisi desain akan menyebabkan peningkatan daya netto yang dihasilkan oleh sistem.

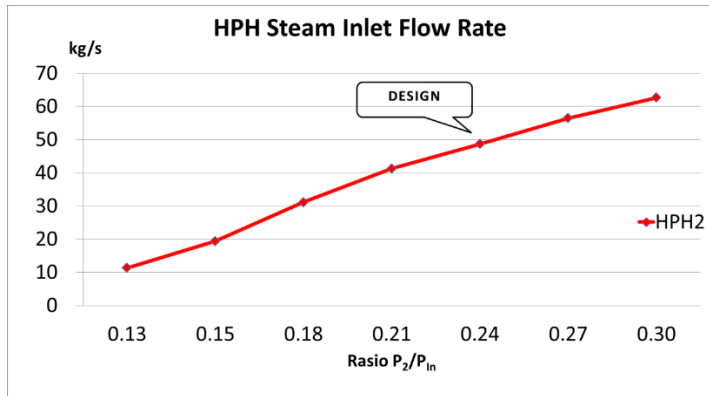
Namun, hal tersebut hanya konsisten hingga rasio 0.21. Pada rasio tekanan diatas 0.21, yaitu pada rasio tekanan 0.24 hingga 0.3, justru terjadi penurunan daya netto sistem dibandingkan kondisi desain. Penurunan yang terjadi relatif kecil, yaitu sebesar 1 MW setiap peningkatan rasio sebesar 0.3 dibandingkan sebelumnya. Penjelasan mengenai terjadinya fenomena ini dapat dilihat pada gambar 4.13 dan 4.14 yang menjelaskan mengenai daya pada masing-masing turbin dan jumlah *mass flowrate* yang memasuki *inlet steam* HPH1.



Gambar 4.13 Pengaruh Rasio Tekanan HPH2 terhadap Daya Masing-Masing Turbin

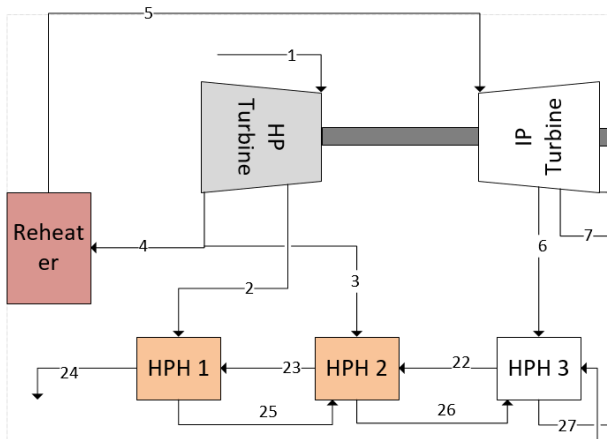
Gambar 4.13 menunjukkan perubahan daya pada masing-masing tingkatan turbin terhadap perubahan rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT. Seperti yang terlihat pada gambar 4.13, daya turbin HP memiliki tren yang konsisten dengan perubahan suhu *boiler inlet* dan *turbine inlet*. Dimana dengan peningkatan suhu uap yang memasuki *inlet* HPT akan meningkatkan daya turbin. Namun, seperti halnya yang terjadi pada tren daya netto sistem, setelah rasio 0.21 perubahan daya yang dihasilkan oleh turbin HP mengalami penurunan. Tren yang berbeda ditunjukkan oleh daya yang dihasilkan oleh turbin tekanan menengah (IPT) dan tekanan rendah (LPT). Seperti yang terlihat pada gambar 4.13, tren perubahan daya turbin terhadap rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT berbanding terbalik. Dengan kata lain, peningkatan rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT menyebabkan penurunan daya yang dihasilkan oleh kedua turbin tersebut. Tetapi seperti halnya tren pada daya turbin HP, setelah rasio 0.21 daya turbin IP dan LP justru mengalami peningkatan. Secara teori, seharusnya peningkatan rasio tekanan yang diikuti oleh peningkatan temperatur *inlet* turbin menyebabkan peningkatan daya yang dihasilkan oleh turbin. Hal ini dapat dijelaskan dengan melihat

pada gambar 4.14, dimana pada gambar tersebut terlihat tren perubahan massa alir yang memasuki *inlet steam* HPH2 terhadap perubahan rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT.



Gambar 4.14 Pengaruh Rasio Tekanan HPH2 terhadap massa alir inlet steam HPH2

Seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.14, pengaruh perubahan rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT berbanding lurus. Dengan kata lain, peningkatan tekanan *inlet steam* HPH2 akan menyebabkan peningkatan massa alir yang memasuki *inlet steam* HPH2. Di satu sisi, peningkatan massa alir uap, yang dikombinasikan dengan peningkatan suhu yang terjadi karena peningkatan tekanan uap yang diekstraksi dari HPT meningkatkan energi yang dapat digunakan untuk memanaskan *feedwater* yang mengalir melalui HPH2. Hal ini konsisten dengan data yang telah ditunjukkan pada gambar 4.10. Namun, di sisi lain peningkatan massa alir yang memasuki *inlet steam* HPH1 berarti menurunkan massa alir yang memasuki *inlet* turbin IP. Agar pengaruh yang dimaksud lebih mudah dipahami, penggambaran lebih jelas mengenai ekstraksi uap untuk *inlet steam* HPH1 dapat dilihat pada gambar 4.15 di bawah ini.



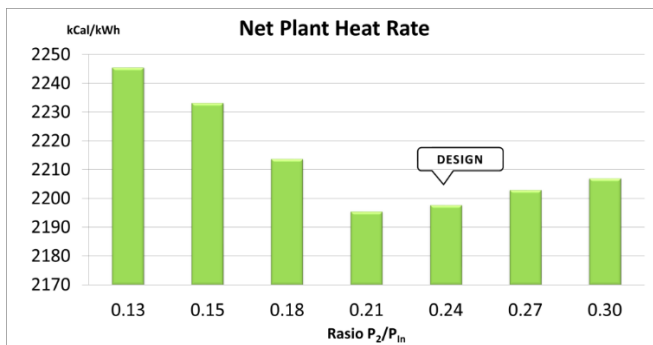
Gambar 4.15 Ekstraksi Uap untuk HPH2

Gambar 4.15 menunjukkan asal suplai uap untuk *inlet steam* HPH2. Seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.15, peningkatan massa alir yang memasuki HPH2 akan menyebabkan terjadinya penurunan massa alir yang memasuki turbin IP. Tidak hanya itu, peningkatan tekanan HPH2 akan menyebabkan tekanan *outlet* turbin HP meningkat. Hal ini terjadi karena suplai uap untuk HPH2 diperoleh dari *outlet* HPT. Selain itu, tekanan *inlet* IPT berada pada tekanan 35.58 bar, sehingga apabila tekanan HPH2 lebih dari tekanan *inlet* IPT, maka tekanan *outlet* HPT akan mengikuti tekanan HPH2. Peningkatan tekanan *outlet* HPT akan mengakibatkan penurunan daya HPT, seperti yang terlihat pada gambar 4.13. Akan tetapi, peningkatan tekanan *outlet* HPT ini menyebabkan peningkatan daya IPT dan LPT. Hal ini terjadi karena adanya peningkatan suhu uap yang memasuki IPT dan LPT. Peningkatan suhu uap yang memasuki *inlet* turbin IP dan LP terjadi karena peningkatan tekanan *outlet* HPT akan menyebabkan uap tidak berekspansi sebanyak bila tekanan *outlet* HPT lebih rendah. Sehingga terlihat pada gambar 4.13 dimana setelah rasio tekanan 0.21, tren daya turbin pada IPT dan LPT berubah menjadi meningkat seiring dengan peningkatan tekanan HPH2. Hal-hal

tersebut menjelaskan mengapa setelah rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT tertentu justru terjadi penurunan daya turbin seiring dengan peningkatan temperatur *inlet* HPT.

- *Net Plant Heat Rate*

Gambar 4.16 menunjukkan pengaruh rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT terhadap *net plant heat rate*.



Gambar 4.16 Pengaruh rasio tekanan HPH2 terhadap *Net Plant Heat Rate*

Perhitungan sederhana dari *net plant heat rate* adalah nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* dibagi dengan daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit tenaga. Dengan kata lain, *net plant heat rate* adalah kebalikan dari perhitungan efisiensi sistem. Semakin rendah nilai *net plant heat rate*, maka performa sistem pembangkit tenaga lebih baik.

Seperti yang terlihat pada gambar 4.16, tren yang terjadi pada nilai *net plant heat rate* berbanding terbalik dengan nilai rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT. Bila dibandingkan dengan kondisi desain, penurunan rasio tekanan menjadi lebih rendah dari kondisi desain akan mengakibatkan peningkatan nilai *net plant heat rate*. Hal ini konsisten dengan

data-data yang telah ditampilkan pada gambar 4.10 dan 4.12, dimana penurunan rasio tekanan menyebabkan penurunan temperatur *inlet boiler* yang menyebabkan penurunan daya netto pada sistem. Demikian pula bila rasio tekanan dinaikkan menjadi melebihi kondisi desain, nilai *net plant heat rate* mengalami penurunan. Namun, tren penurunan ini mencapai titik terendah di rasio tekanan 0.21, dimana pada rasio itu pula daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit daya mencapai puncaknya. Setelah rasio 0.21, tren nilai *net plant heat rate* menjadi meningkat seiring peningkatan rasio tekanan. Hal ini terjadi dikarenakan pada saat rasio 0.21, nilai *net power generated* mencapai titik tertinggi dibandingkan dengan kondisi desain maupun variasi lainnya. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, perhitungan *net plant heat rate* adalah pembagian nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* dengan nilai daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit tenaga. Sesuai dengan batasan dalam simulasi ini, dengan nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* konstan, maka faktor yang memengaruhi nilai *net plant heat rate* hanya daya netto yang dihasilkan oleh sistem. Sehubungan dengan letak nilai daya netto yang dihasilkan oleh sistem yang berada sebagai denominator (faktor pembagi), maka untuk memperkecil nilai *net plant heat rate* hal yang perlu dilakukan adalah memperbesar nilai denominator. Hal ini menjelaskan mengapa tren *net plant heat rate* mengalami penurunan seiring dengan peningkatan rasio tekanan, namun mengalami kenaikan seiring dengan peningkatan rasio tekanan setelah nilai tertentu.

Dapat disimpulkan bahwa nilai rasio rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT terbaik adalah 0.21, dengan nilai daya netto yang dihasilkan sistem sebesar 656MW.

4.2.3 Analisis Pengaruh Tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap Performa Sistem PLTU

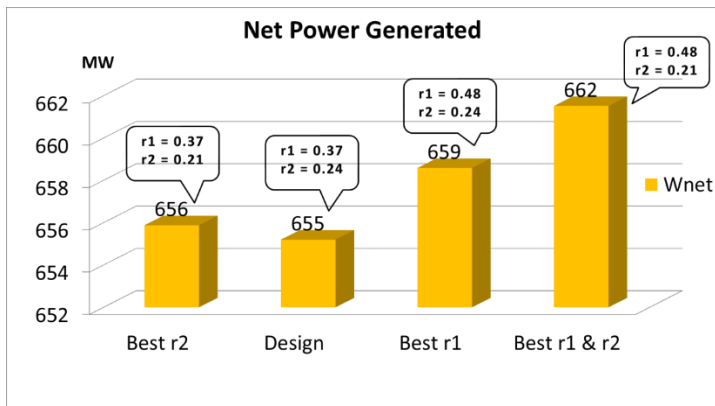
Variasi yang dilakukan pada HPH1 dan HPH2 dapat dilihat pada tabel 4.7:

Tabel 4.7 Variasi yang akan dilakukan

No	r_1 (bar)	r_2 (bar)	Keterangan
1	0.37	0.21	Best r_2
2	0.37	0.24	Design
3	0.48	0.24	Best r_1
4	0.48	0.21	Best r_1 & r_2

Dimana r_1 adalah nilai rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT, dan r_2 adalah nilai rasio tekanan *inlet steam* HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT. Berikut adalah hasil dari pengaruh tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap performa sistem PLTU:

- *Net Power Generated*

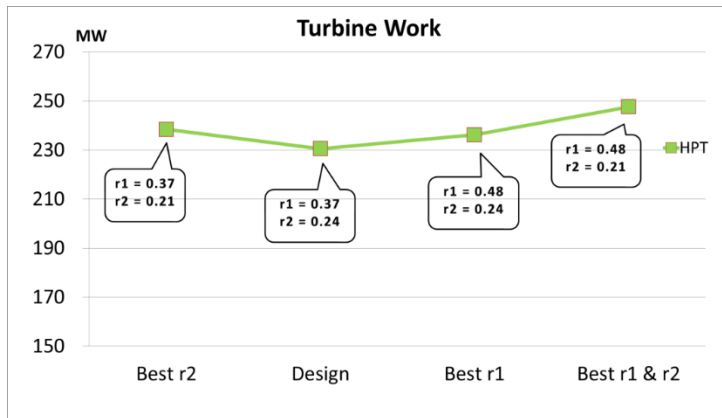


Gambar 4.17 Pengaruh Rasio tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap Daya Sistem

Gambar 4.17 adalah grafik daya netto yang dihasilkan oleh sistem setelah dilakukan variasi tekanan *inlet steam* HPH1 maupun HPH2. Seperti yang terlihat pada gambar 4.17, pada kondisi desain dengan nilai rasio 0.37, daya netto yang dihasilkan oleh sistem sebesar 655MW. Nilai ini akan dijadikan patokan untuk membandingkan dengan daya netto yang dihasilkan oleh variasi tekanan *inlet steam* HPH1 sesuai dengan yang tercantum pada tabel 4.5.

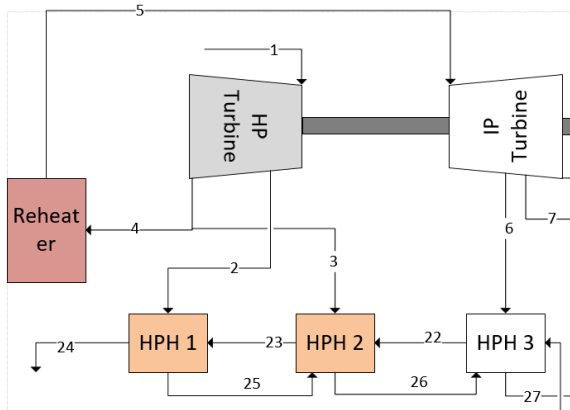
Pada gambar 4.17 terlihat bahwa dibandingkan dengan kondisi desain, perubahan tekanan HPH1 dengan nilai tekanan HPH2 mengikuti data desain lebih memengaruhi peningkatan daya netto sistem dibanding perubahan tekanan HPH2 dengan nilai tekanan HPH1 mengikuti data desain. Hal ini terjadi karena nilai optimum untuk rasio tekanan HPH1 lebih tinggi dibanding kondisi desain. Sehingga, temperatur *feedwater* yang memasuki *boiler* lebih tinggi, dan menyebabkan peningkatan temperatur *turbine inlet*.

Sedangkan, perubahan daya yang terjadi akibat pengaruh dari nilai rasio tekanan HPH2 dibanding *inlet steam* HPT adalah peningkatan daya netto sedikit meskipun rasio tekanan HPH2 menurun dibanding kondisi desain. Secara teori, seharusnya penurunan tekanan HPH2 menyebabkan penurunan suhu uap yang memasuki HPH2. Dengan kata lain, penurunan suhu uap ini seharusnya menyebabkan penurunan suhu *feedwater* yang memasuki *boiler*, sehingga menyebabkan temperatur uap yang memasuki *inlet* HPT menurun, dan menyebabkan daya turbin menurun. Namun, pada gambar 4.18 menunjukkan bahwa daya turbin yang dihasilkan pada variasi ini menunjukkan adanya peningkatan daya turbin HP. Hal ini terjadi karena penurunan tekanan HPH2 menyebabkan penurunan tekanan *outlet* turbin HP. Seperti yang telah diketahui, penurunan tekanan *outlet* turbin akan menyebabkan peningkatan daya turbin. Hal ini terjadi karena turbin dapat mengekspansi uap yang mengalir melalui bilah-bilah hingga tekanannya lebih rendah.



Gambar 4.18 Pengaruh Rasio Tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap Daya Turbin

Gambar 4.18 menunjukkan perubahan daya pada turbin HP terhadap perubahan rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dan HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT. Seperti yang terlihat pada gambar 4.18, perubahan rasio tekanan akan menyebabkan peningkatan daya turbin. Lalu, dapat dilihat untuk kombinasi rasio HPH1 dan HPH2 yang *optimum* menyebabkan peningkatan daya turbin yang lebih tinggi dibanding bila hanya mengoptimalkan rasio tekanan HPH1 atau HPH2 saja. Secara teori, perubahan rasio tekanan HPH1 akan menyebabkan peningkatan suhu uap yang digunakan untuk memanasi *feedwater*, sehingga temperatur *feedwater* yang memasuki *boiler* lebih tinggi dibanding dengan kondisi desain.

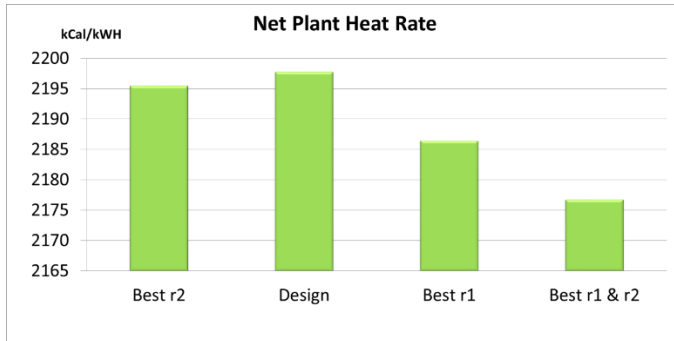


Gambar 4.19 Ekstraksi Uap untuk HPH2

Namun, nilai rasio tekanan yang optimal untuk HPH2 lebih rendah dibanding desain. Secara teori, seharusnya hal ini menyebabkan penurunan suhu uap yang memanasi *feedwater*, dimana hal tersebut menyebabkan temperatur *feedwater* yang memasuki *boiler* mengalami penurunan. Namun, di sisi lain penurunan rasio tekanan ini menyebabkan penurunan tekanan pada *outlet* HPT. Hal ini dapat terjadi karena desain PLTU dimana suplai uap untuk HPH2 diperoleh dari *outlet* HPT. Dalam kondisi desain, nilai tekanan *outlet* HPT mengikuti nilai tekanan di HPH2. Tetapi, pada kondisi yang *optimum*, nilai tekanan *outlet* HPT mengikuti nilai tekanan *inlet* IPT. Hal ini terjadi karena nilai *optimum* tekanan HPH2 lebih rendah dibanding tekanan *inlet* IPT, sehingga menyebabkan terjadinya penurunan tekanan *outlet* HPT. Kombinasi dari hal-hal yang terjadi tersebut menyebabkan daya turbin pada variasi rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dan HPH2 dibanding tekanan *inlet* HPT yang optimal lebih tinggi dibanding kondisi dimana hanya rasio tekanan HPH1 saja dan HPH2 saja diubah.

- *Net Plant Heat Rate*

Gambar 4.20 menunjukkan pengaruh rasio tekanan *inlet steam* HPH1 dibanding tekanan *inlet* HPT terhadap *net plant heat rate*.



Gambar 4.20 Pengaruh rasio tekanan HPH1 dan HPH2 terhadap *Net Plant Heat Rate*

Perhitungan sederhana dari *net plant heat rate* adalah nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* dibagi dengan daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit tenaga. Dengan kata lain, *net plant heat rate* adalah kebalikan dari perhitungan efisiensi sistem. Semakin rendah nilai *net plant heat rate*, maka performa sistem pembangkit tenaga lebih baik.

Sesuai dengan batasan dalam simulasi ini, dengan nilai kalor yang dihasilkan oleh *boiler* konstan, maka faktor yang memengaruhi nilai *net plant heat rate* hanya daya netto yang dihasilkan oleh sistem. Sehubungan dengan letak nilai daya netto yang dihasilkan oleh sistem yang berada sebagai denominator (faktor pembagi), maka untuk memperkecil nilai *net plant heat rate* hal yang perlu dilakukan adalah memperbesar nilai denominator. Sesuai dengan data daya netto yang terlihat pada gambar 4.17, nilai daya netto sistem terbesar berada pada kombinasi rasio HPH1 dan HPH2 yang *optimum*. Sehingga, dapat disimpulkan bahwa nilai rasio yang optimal untuk *inlet steam* HPH1 dan HPH2 sistem

pembangkit listrik Paiton Unit 9 berada pada 0.48 dan 0.24 dengan daya netto sebesar 662MW.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Beberapa kesimpulan dapat diperoleh dari penelitian ini, yaitu:

1. Pada kondisi desain, dengan nilai rasio HPH1 dan HPH2 pada 0.37 dan 0.24 daya netto yang dihasilkan sebesar 655MW dengan nilai NPHR sebesar 2197 kCal/kWh.
2. Rasio tekanan yang optimal untuk HPH1 sebesar 0.48 dengan daya netto sebesar 659MW dan nilai NPHR sebesar 2186 kCal/kWh.
3. Tekanan optimal untuk HPH2 sebesar 0.21 dengan daya netto sebesar 656MW dan nilai NPHR sebesar 2195 kCal/kWh.
4. Kombinasi variasi terbaik untuk rasio tekanan HPH1 dan HPH2 menghasilkan daya netto sebesar 662MW dengan nilai NPHR sebesar 2177kCal/kWh.

5.2 Saran

Terdapat beberapa saran yang dapat diberikan untuk penelitian lebih lanjut mengenai topik ini:

1. Pemodelan *boiler* akan lebih baik bila disesuaikan dengan sistem yang digunakan dalam keadaan aslinya. Namun, bila data tersebut tidak tersedia, harus dipastikan keakuratan dalam pemodelan *boiler*.
2. Diperlukan pemahaman yang mendalam dalam pengoperasian program *Cycle-Tempo*. Hal ini dapat diperoleh antara lain dari membaca dokumentasi program.
3. Analisis termodinamika berupa perhitungan manual harus dilakukan untuk memastikan akurasi dari simulasi.

Halaman ini Sengaja Dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

Aghagoli, A, Ali, M dan Rashidi, M. 2013. **Thermodynamic Analysis of a Steam power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters**. Hindawi Publishing Corporations. Egypt.

Basics of Closed Feedwater Heaters. **Heat Exchange Institute**. Ohio, USA.

F. Drbal, Lawrence., et.al. 1996. **Power Plant Engineering**. USA. Springer Science+Business Media Inc.

Industrial Steam Turbine Control. **Woodward Governor Company**. USA.

Kiamah, Philip. 2002. **Power Generation Handbook**. USA. McGraw-Hill Professional.

Moran, Michael J., Shapiro, Howard N., et.al. 2011. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. USA. John Wiley & Sons, Inc.

Picon-Nunez, Medina, Flores. 2002. **Modelling the Power Production of Single and Multiple Extraction Steam Turbines**

Reference Guide Cycle-Tempo, TU Delft

Speight, James G. 2013. **Coal-Fired Power Generation Handbook**. USA. Scrivener Publishing LLC.

Halaman ini Sengaja Dikosongkan

LAMPIRAN

Lampiran 1
Tabel Hasil Pemodelan Sistem

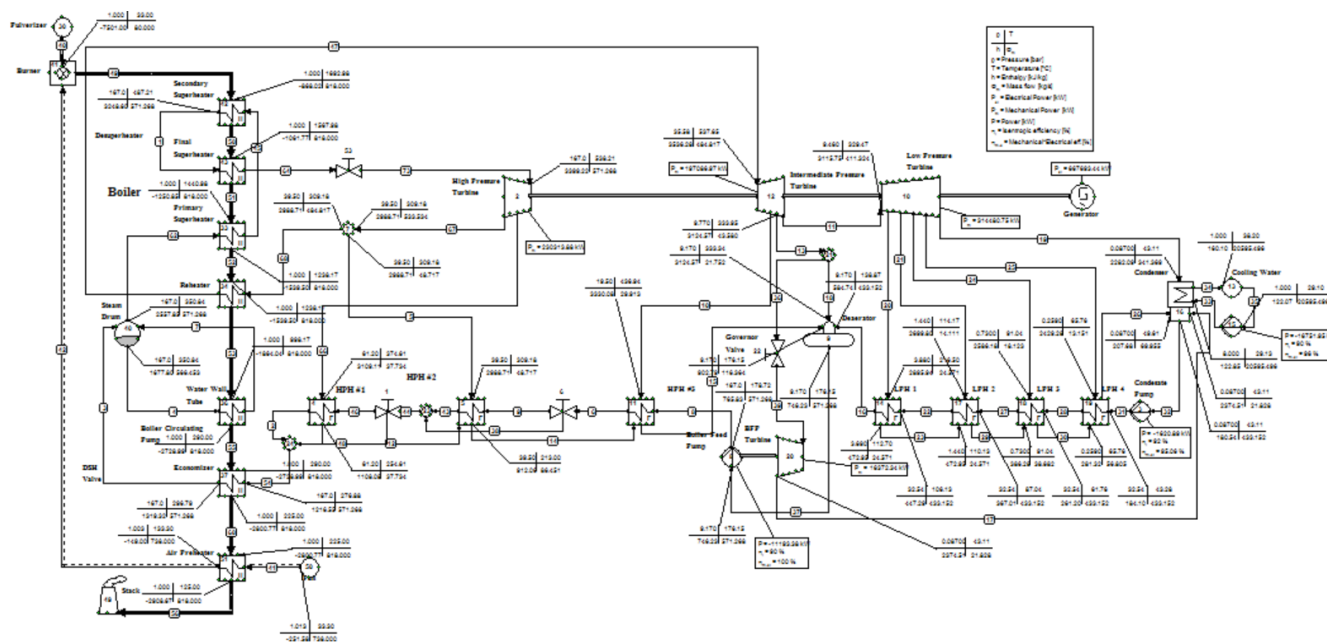
Variation			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14							
High Pressure Heater			HPH	Pressure (bar)																			
			1	0.37						0.24		0.30		0.37		0.42		0.48		0.54		0.60	
			2	0.13	0.15	0.18		0.21		0.24		0.27		0.30		0.24							
			3	Fixed at 19.5 bar																			
Feed Water	Outlet Temp		244.26	250.96	260.86	269.56	276.61	284.44	290.94	250.36	263.94	276.61	285.83	295.01	303.35	311.00							
		HP	489.78	498.99	513.48	527.10	538.76	552.37	564.24	497.15	517.21	538.76	553.86	570.94	587.42	603.46							
Steam Turbine	Inlet Temp	IP	468.22	479.79	497.53	513.75	538.05	567.82	593.35	488.30	512.75	538.05	556.09	576.23	595.83	615.16							
		LP	274.68	283.73	297.67	310.49	329.79	353.58	374.10	290.41	309.70	329.79	344.19	360.33	376.09	391.69							
HPH	Inlet Flow	1	34.74	35.23	36.03	36.80	37.50	38.36	39.16	5.97	19.31	37.50	51.20	65.80	79.95	93.89							
		2	11.33	19.42	31.15	41.26	48.71	56.50	62.66	48.83	51.53	48.71	46.74	44.67	42.73	40.90							
		3	31.89	31.54	31.01	30.55	29.90	29.15	28.53	31.30	30.60	29.90	29.42	28.91	28.41	27.94							
Stack	Temp	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00							
Combustor	(kg/s)	Air	738	738	738	738	738	738	738	738	738	738	738	738	738	738							
	(kg/s)	Fuel	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00	80.00							
Turbine	Work	HP	220,078.23	224,747.84	231,908.41	238,453.78	230,583.77	219,015.42	208,924.14	215,098.03	223,687.41	230,583.77	233,789.81	236,201.62	237,174.39	236,834.55							
		IP	192,861.19	193,108.38	193,481.69	193,808.52	197,299.62	201,807.33	205,619.27	195,611.11	196,444.27	197,299.62	197,287.09	197,217.19	196,845.16	196,173.22							
		LP	316,198.72	314,841.69	313,036.78	311,638.38	314,783.59	319,563.97	324,019.84	317,713.22	315,995.56	314,783.59	313,242.09	311,714.81	310,008.97	308,075.25							
		Total	729,138.14	732,697.91	738,426.88	743,900.68	742,666.98	740,386.72	738,563.25	728,422.36	736,127.24	742,666.98	744,318.99	745,133.62	744,028.52	741,083.02							
Pump	BFP	Work	15,324.24	15,490.16	15,751.31	15,997.39	16,378.83	16,866.45	17,302.27	15,614.44	15,982.13	16,378.83	16,671.80	17,008.28	17,345.38	17,687.05							
		Condensate	-1,741.53	-1,715.65	-1,677.79	-1,644.84	-1,621.72	-1,597.44	-1,577.87	-1,516.53	-1,668.16	-1,621.72	-1,585.59	-1,547.50	-1,509.85	-1,472.34							
		Cooling Water	-17,336.87	-17,191.83	-16,978.10	-16,790.23	-16,763.97	-16,759.05	-16,756.88	-17,282.39	-17,019.13	-16,763.97	-16,542.73	-16,301.72	-16,053.83	-15,795.67							
		BFP	Work	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38						
Generator	Eff	0.9																					
	LHV (kJ/kg)	20920																					
Fuel Supplied (kJ/s)			1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00							
Power Generated by Generator (kJ/s)			656,224.33	659,428.12	664,584.19	669,510.61	668,400.28	666,348.05	664,706.93	655,580.12	662,514.52	668,400.28	669,887.09	670,620.26	669,625.67	666,974.72							
Net Power Generated by Plant (kW)			641,276.79	644,817.42	650,486.23	655,879.55	655,200.04	653,664.63	652,481.07	641,002.26	648,615.98	655,200.04	657,237.19	658,585.94	658,213.99	656,200.38							
Efficiency (%)			38.32	38.53	38.87	39.19	39.15	39.06	38.99	38.76	38.76	39.15	39.27	39.35	39.33	39.21							
NPHR (kJ/kWh)			9,395.26	9,343.67	9,262.24	9,186.08	9,195.60	9,217.20	9,233.92	9,399.28	9,288.95	9,195.60	9,167.10	9,148.33	9,153.50	9,181.59							
NPHR (kcal/kWh)			2245.466344	2233.136695	2213.675508	2195.472378	2197.74931	2202.911674	2206.907629	2246.428009	2220.058545	2197.74931	2190.937244	2186.450328	2187.685869	2194.39898							

Lampiran 2
Tabel Nilai Optimum Pemodelan Sistem

Variation				1	2	3	4
High Pressure Heater			HPH	Pressure Ratio			
			1	0.37	0.37	0.48	0.48
			2	0.21	0.24	0.24	0.21
			Ket	Best r2	Design	Best r1	Best r1 & r2
<div>Feed Water</div> <div>Steam Turbine</div> <div>HPH</div> <div>Stack</div> <div>Combustor</div> <div>Turbine</div> <div>Pump</div> <div>Generator</div>	Feed Water	Outlet Temp		269.56	276.61	295.01	295.01
	Steam Turbine	Inlet Temp	HP	527.10	538.76	570.94	570.94
			IP	513.75	538.05	576.23	565.21
			LP	310.49	329.79	360.33	351.49
	HPH	Inlet Flow	1	36.80	37.50	65.80	74.95
			2	41.26	48.71	44.67	36.66
			3	30.55	29.90	28.91	29.16
	Stack	Temp		125.00	125.00	125.00	125.00
	Combustor	(kg/s)	Air	738	738	738	738
		(kg/s)	Fuel	80.00	80.00	80.00	80.00
	Turbine	Work	HP	238,453.78	230,583.77	236,201.62	247,577.73
			IP	193,808.52	197,299.62	197,217.19	193,813.96
			LP	311,638.38	314,783.59	311,714.81	307,043.91
			Total	743,900.68	742,666.98	745,133.62	748,435.60
		BFPT	Work	15,997.39	16,378.83	17,008.28	16,822.84
	Pump	Condensate		Work	-1,644.84	-1621.72	-1547.50
Cooling Water		Work	-16,790.23	-16,763.97	-16,301.72	-16,161.55	
BFP		Work	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	-11,193.38	
Generator	Eff		0.9				
	LHV (kJ/kg)	20920					
Fuel Supplied (kJ/s)				1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00	1,673,600.00
Power Generated by Generator (kJ/s)				669,510.61	668,400.28	670,620.26	673,592.04
Net Power Generated by Plant (kW)				655,879.55	655,200.04	658,585.94	661,517.57
Efficiency (%)				39.19	39.15	39.35	39.53
NPHR (kJ/kWh)				9,186.08	9,195.60	9,148.33	9,107.79
NPHR (kCal/kWh)				2195.472378	2197.74931	2186.450328	2176.760687

Lampiran 3

Pemodelan Sistem pada *Cycle-Tempo*



Halaman ini Sengaja Dikosongkan

BIODATA PENULIS



Hendy Fernanda dilahirkan di Surabaya pada tanggal 10 Mei 1995. Merupakan anak yang terlahir dari orangtua bernama Agung Hadi Sucipto dan Tri Hendarsih. Riwayat pendidikan penulis diawali di SD Kr. Petra 10, Surabaya pada tahun 2001-2007. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Kr. Petra 1 Surabaya pada tahun 2007-2010, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Kr. Petra 1 pada tahun 2010-2013. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Penulis aktif dalam kegiatan akademik, dan beberapa organisasi selama perkuliahan. Penulis sempat menjadi anggota aktif UKM Fotografi ITS dan menjadi *Liaison Officer* pada event Petrolida 2016.